

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Rekonstrukce systému pohonu sušícího stroje

Reconstruction of Driving System for a Drying Machine

Student:

Bc. Miroslav Vávra

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Konzultant:

Ing. Petr Opavský

Ostrava 2010

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Miroslav Vávra**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Rekonstrukce systému pohonu sušicího stroje**
Reconstruction of a Driving System for a Drying Machine

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je navrhnout a zkonstruovat vhodný způsob uložení a pohonu bubnu průmyslového sušicího stroje z produkce firmy PRIMUS a.s., Příbor, která je zadavatelem tématu. Výsledná konstrukce bude zaměřena zejména na minimalizaci hluku pohonu a optimalizaci konstrukce z hlediska technologie výroby s cílem snížit výrobní náklady.

1. Proveďte úvodní rešerši možných způsobů pohonu bubnu sušicího stroje.
2. Navrhněte variantní řešení uložení a pohonu bubnu.
3. Pro zvolený typ zhotovte sestavný monážní výkres pohonu a detailní výrobní výkresy podle určení vedoucího diplomové práce.
4. Proveďte potřebné pevnostní a životnostní výpočty a výpočty vlastních frekvencí dílů pohonu.

Práci zpracujte v rozsahu cca 60 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:

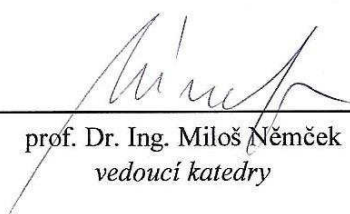
- BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. VUT Brno, 1987
BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek 1. a 2.* SNTL Praha, 1990
NĚMEC, J. A KOL.: *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. SNTL Praha, 1989.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
FARANA, R. aj.: *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky*. Včetně anglicko-českého slovníku automatizační techniky a řízení. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 116 s. ISBN 80-248-0557-X.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě :.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomového práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Plné jméno autora práce

Bc. Miroslav Vávra

Antonínovo náměstí 92

Frýdek-Místek

Děkuji doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph.D. za věcné připomínky a cenné rady poskytnuté při zpracování diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE:

VÁVRA, M. Rekonstrukce systému pohonu sušícího stroje: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2010, 66s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Ve své diplomové práci se zabývám rekonstrukcí pohonu sušícího stroje T35 od firmy Primus CE, s ohledem na snížení hluku vlivem vibrací pohonu. Sušící stroj T35 se používá k průmyslovému sušení prádla o hmotnosti 35 kg (váha udává suché prádlo). V úvodu uvádím přehled možných typů převodů, které by mohli být použity v pohonu stroje. Následuje výpočet zatěžujících sil z naměřených hodnot a jejich ověření. Nastínění možných variant uspořádání pohonu a výběr konkrétního uspořádání. Dále pokračuji vlastním konstrukčním řešením, které je podloženo kontrolními výpočty. Práce je doplněna výkresem sestavení pohonu sušícího stroje a dílenským výkresem vybrané součásti.

ANOTATION MASTER THESIS

VÁVRA, M. Reconstruction of a Driving System for a Drying Machine: Master Thesis. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms – 347, 2010, 66p., Thesis head: Folta, Z.

In my master thesis I deal with reconstruction of a driving system for a drying machine T35 from company Primus CE, regarding noise reduction due to vibration of driving system. Drying machine T35 is used for industrial drying underwear with mass 35kg (mass is given by the dry underwear). In preface I'm indicating summary eventual of eventual types of transmission, which might be use in drying machine. In the following part I'm calculating the weighted force from measured values and their check on. In my thesis I'm explaining possible variations of configuration of drying system and selection of appropriate configuration. Continues its own design solution, which is supported by control calculations. The work is accompanied by a drawing of the drying machine drive assembly and working drawing of the selected component.

Obsah:

Seznam použitého označení.....	10
1. Úvod	14
2. Přehled mechanických převodů používaných v pohonech.....	15
2.1. Mechanické převody obecně.....	15
2.2. Rešerše v oblasti pohonů sušiček.....	16
3. Výpočet zatížení	18
3.1. Výpočet na základě tenzometrického měření	18
3.1.1. Výpočet ohybového a točivého momentu.....	19
3.1.2. Maximální okamžitý výkon na měřené hřídeli	22
3.1.3. Výpočet zatěžující síly působící v bubnu	22
3.2. Ověření zatížení analytickou metodou.....	23
3.2.1. Ověření točivého momentu	23
3.2.2. Ověření síly F_B	25
3.3. Porovnání výsledků.....	25
4. Varianty uspořádání pohonu a konstrukční návrh pohonu.....	26
4.1. Varianty uspořádání pohonu	26
4.1.1. Varianta č. 1	27
4.1.2. Varianta č. 2	27
4.1.3. Varianta č. 3	28
4.1.4. Varianta č. 4	28
4.1.5. Varianta č. 5	29
4.1.6. Porovnání variant	29
4.2. Konstrukční návrh pohonu.....	30
5. Výpočet motoru a řemenového převodu	31
5.1. Návrh motoru	31
5.2. Výpočet řemenového převodu	32
5.2.1. Výpočet prvního stupně převodu	32
5.2.2. Výpočet druhého stupně převodu	33
5.3. Kontrola motoru.....	34
5.3.1. Kontrola motoru 1LF7080 – 4AE10.....	34
5.3.2. Kontrola motoru 1LA7080 – 4AA10.....	35
6. Návrh a kontrola nábojů na otláčení.....	36
6.1. Kontrola náboje řemenice na hřídeli motoru	37

6.2.	Kontrola náboje řemenice na hřídeli napínadla	38
6.3.	Kontrola náboje řemenice na hřídeli bubnu	38
7.	Kontrola hřídelí pohonu	40
7.1.	Kontrola hřídele bubnu	40
7.1.1.	Statická kontrola hřídele	43
7.1.2.	Dynamická kontrola	44
7.2.	Kontrola hřídele napínadla	50
7.2.1.	Výpočet v rovině x-z	51
7.2.2.	Výpočet v rovině y-z	54
7.2.3.	Výsledné reakce v ložiscích a výsledný průběh momentu	56
7.2.4.	Statická kontrola hřídele	58
8.	Kontrola kuličkových ložisek	59
8.1.	Ložisko hřídele bubnu	59
8.2.	Ložiska hřídele napínadla	59
9.	Výpočty pomocí MKP	60
9.1.	Výpočet vlastních frekvencí rámu	60
9.2.	Výpočet kluzného ložiska	61
10.	Závěr	63
11.	Bibliografie	64
12.	Použité programové vybavení	65
13.	Přílohy	66

Seznam použitého označení

a	Délkový rozměr	[mm]
a_1	Osová vzdálenost prvního stupně převodu	[mm]
a_2	Osová vzdálenost druhého stupně převodu	[mm]
b	Délkový rozměr	[mm]
B_1	Šířka věnce řemenice pro prvního stupeň převodového poměru	[mm]
B_2	Šířka věnce řemenice pro druhý stupeň převodového poměru	[mm]
B_M	šířka řemenice motoru	[mm]
c	Délkový rozměr	[mm]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
c_2	Provozní součinitel	[-]
D	Průměr bubnu	[mm]
D	Rozměr	[mm]
d_{BG1}	Průměr velké řemenice prvního stupně převodu	[mm]
d_{BG2}	Průměr velké řemenice druhého stupně převodu	[mm]
d_{BK1}	Průměr malé řemenice prvního stupně převodu	[mm]
d_{BK2}	Průměr malé řemenice druhého stupně převodu	[mm]
d_h	průměr hřídele	[mm]
d_{HB}	Průměr hřídele bubnu	[mm]
d_{HM}	Průměr hřídele motoru	[mm]
d_{HN}	Průměr hřídele napínadla	[mm]
e	Délkový rozměr	[mm]
F	Síla	[N]
f	Délkový rozměr	[mm]
F_B	Síla v bubnu	[N]
F_C	Napínací síla řemene stávajícího pohonu	[N]
F_L	Síla zatěžující kluzné ložisko	[N]
F_{Rj}	Dovolené radiální zatížení hřídele jednofázového asynchronního motoru	[N]
F_{Rt}	Dovolené radiální zatížení hřídele třífázového asynchronního motoru	[N]
F_{thB}	Obvodová síla na hřídeli bubnu	[N]
F_{thM}	Obvodová síla na hřídeli motoru	[N]
F_{thN}	Obvodová síla na hřídeli napínadla	[N]
F_{V1}	Celková předepínací síla prvního řemene	[N]
F_{V2}	Celková předepínací síla druhého řemene	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
G	Tíha	[N]

H	Hloubka bubnu	[mm]
i_1	Převodový poměr prvního stupně převodu	[-]
i_{1S}	Skutečný převodový poměr prvního stupně převodu	[-]
i_2	Převodový poměr druhého stupně převodu	[-]
i_{2S}	Skutečný převodový poměr druhého stupně převodu	[-]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
i_{cS}	Skutečný celkový převodový poměr	[-]
k_c	Celková dynamická bezpečnost	[-]
k_N	Statická bezpečnost hřídele napínadla	[-]
k_{sB}	Statická bezpečnost hřídele bubnu	[-]
k_{sBmin}	Minimální statická bezpečnost hřídele bubnu	[-]
k_{sNmin}	Minimální statická bezpečnost pro hřídel napínadla	[-]
k_σ	Dynamická bezpečnost pro ohyb	[-]
k_τ	Dynamická bezpečnost pro krut	[-]
l	Délkový rozměr	[mm]
L_{hAB}	Životnost ložiska bubnu v místě A	[hod]
L_{hmin}	Minimální životnost kuličkového ložiska	[hod]
l_{minB}	Minimální délka náboje na hřídeli bubnu	[mm]
l_{minM}	Minimální délka náboje na hřídeli motoru	[mm]
l_{minN}	Minimální délka náboje na hřídeli napínadla	[mm]
l_{pB}	Délka pera hřídele bubnu	[mm]
l_{pM}	Délka pera hřídele motoru	[mm]
l_{pN}	Délka pera hřídele napínadla	[mm]
m	Hmotnost prádla	[kg]
M	Moment	[Nm]
m_B	Hmotnost bubnu	[kg]
M_m	Střední moment	[Nm]
M_{MAXj}	Moment zvratu jednofázového asynchronního motoru	[Nm]
M_{MAXt}	Moment zvratu třífázového asynchronního motoru	[Nm]
M_{Nj}	Jmenovitý moment jednofázového asynchronního motoru	[Nm]
M_{Nt}	Jmenovitý moment trojfázového asynchronního motoru	[Nm]
M_o	Ohybový moment	[Nmm]
M_{oN}	Ohybový moment na hřídeli napínadla	[Nmm]
M_{oxB}	Průběh momentu hřídele bubnu	[Nmm]
m_p	Hmotnost vlhkého prádla	[kg]
M_t	Točivý moment	[Nm]
M_{ta}	Amplituda točivého momentu	[Nm]

M_{taB}	Amplituda točivého momentu bubnu	[Nmm]
M_{tdB}	Dolní točivý moment bubnu	[Nmm]
M_{thB}	Horní točivý moment bubnu	[Nmm]
M_{thM}	Potřebný točivý moment na motoru	[Nm;Nmm]
M_{tm}	Střední točivý moment	[Nmm]
M_{tmB}	Střední točivý momentu bubnu	[Nmm]
M_{Zj}	Moment záběru jednofázového asynchronního motoru	[Nm]
M_{Zt}	Moment záběru třífázového asynchronního motoru	[Nm]
n_B	Otáčky bubnu	[min ⁻¹]
n_{Mj}	Jmenovité otáčky jednofázového asynchronního motoru	[min ⁻¹]
n_{Mt}	Jmenovité otáčky trojfázového asynchronního motoru	[min ⁻¹]
n_N	Otáčky hřídele napínadla	[min ⁻¹]
P	Výkon	[W]
p	Tlak	[MPa]
p_B	Tlak v náboji na hřídeli bubnu	[MPa]
P_M	Výkon potřebný na motoru	[kW]
p_M	Tlak v náboji na hřídeli motoru	[kW]
P_{Mj}	Jmenovitý výkon jednofázového asynchronního motoru	[kW]
P_{Mt}	Jmenovitý výkon trojfázového asynchronního motoru	[kW]
p_N	Tlak v náboji na hřídeli napínadla	[MPa]
q	Součinitel vrubové citlivosti	[-]
q_τ	Součinitel vrubové citlivosti pro krut	[-]
r	Poloměr	[mm]
R_a	Střední aritmetická úchylka profilu	[μm]
R_{AN}	Reakce v ložisku hřídele napínadla v místě A	[N]
R_{BA}	Reakce v ložisku bubnu v místě A	[N]
R_{BB}	Reakce v ložisku bubnu v místě B	[N]
R_{BN}	Reakce v ložisku hřídele napínadla v místě B	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_{p02}	Smluvní mez kluzu	[MPa]
r_T	Poloměr těžiště	[mm]
t_l	Tloušťka drážky pera v náboji	[mm]
x	Rozměr	[mm]
x	Délkový rozměr	[mm]
z	Délkový rozměr	[mm]
α	Úhlový rozměr	[°]

α_σ	Tvarový součinitel pro ohyb	[-]
α_τ	Tvarový součinitel pro krut	[-]
β	úhlový rozměr	[°]
β_σ	Vrubový součinitel pro ohybové napětí	[-]
$\beta_{\tau i}$	Vrubový součinitel pro krut	[-]
ε_v	Součinitel velikosti	[-]
η_c	Celková účinnost	[-]
η_L	Účinnost ložisek	[-]
η_p	Účinnost převodu	[-]
η_p	Součinitel jakosti povrchu pro ohyb	[-]
$\eta_{p\tau}$	Součinitel jakosti povrchu pro krut	[-]
ν	Vlhkost	[%]
ρ	Poloměr vrubu	[mm]
σ_c^*	Skutečná mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{co}	Únavová mez pevnosti v ohybu	[MPa]
σ_m	Střední napětí	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{oB}	Ohybové napětí hřídele bubnu	[MPa]
σ_{oN}	Ohybové napětí hřídele napínadla	[MPa]
σ_{redB}	Redukované napětí hřídele bubnu	[MPa]
σ_{redN}	Redukované napětí hřídele napínadla	[MPa]
τ_a	Amplituda kroutícího napětí	[MPa]
τ_c^*	Skutečná mez únavy v krutu	[MPa]
τ_{ck}	Únavová mez pevnosti v krutu	[MPa]
τ_d	Dolní kroutící napětí	[MPa]
τ_h	Horní kroutící napětí	[MPa]
τ_{ka}	Amplituda kroutícího napětí hřídele bubnu	[MPa]
τ_{kB}	Kroutící napětí hřídele bubnu	[MPa]
τ_{km}	Střední hodnota kroutícího napětí hřídele bubnu	[MPa]
τ_{kN}	Kroutící napětí hřídele napínadla	[MPa]
τ_m	střední kroutící napětí	[MPa]
τ_R	Rozkmit kroutícího napětí	[MPa]
ψ	Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu	[-]
ψ^*	Skutečný součinitel citlivosti k asymetrii cyklu	[-]

1. Úvod

V této diplomové práci se budu zabývat rekonstrukcí pohonu sušícího stroje T35 od firmy Primus CE. Rekonstrukce pohonu je prováděna z důvodu nadměrného hlučení sušícího stroje. Hluk stroje je způsoben, na základě konzultací s konstruktéry firmy, zejména vibracemi rovných nevyztužených plechů, které tvoří rám pohonu (obr 1.1). Z tohoto důvodu se zaměřím na konstrukci rámu pohonu, u něhož se budu snažit eliminovat rovné nevyztužené plochy, které by mohly být zdrojem hluku.

Sušička T35 je vyráběna jako nereverzační stroj pro průmyslové sušení prádla o hmotnosti 35 kg (hmotnost udává váhu suchého prádla). Konstrukce pohonu je podmíněna požadavkem, aby se dala jednoduše předělat na reverzační stroj bez složitých konstrukčních úprav. Tuto podmínku budu také při návrhu své konstrukce respektovat.



Obr. 1.1 – Stávající pohon

Cílem této diplomové práce je:

- zpracovat rešerši v oblasti pohonů bubnů sušících strojů,
- navrhnout konstrukční řešení, které by mělo snížit hluk oproti stávajícímu pohonu,
- provést nutné výpočty potřebné ke správné funkci pohonu,
- zpracovat výkresovou dokumentaci v rozsahu výkresu sestavení a dílenského výkresu hřídele bubnu.

2. Přehled mechanických převodů používaných v pohonech

2.1. Mechanické převody obecně

Mechanické převody slouží jako spojovací článek mezi hnacím a hnaným zařízením a to proto, že hnací zařízení (obvykle elektromotor) není schopno zajistit potřebnou kinematiku a silové působení pro hnaný stroj. Mechanické převody se dají rozdělit dle vzájemného působení na přímé a nepřímé, a dle silového přenosu na tvarové a třecí.

- **Ozubené převody**

Tyto převody slouží k přenosu energie pomocí tvaru zubů z hnacího kola na hnané. Výhodou ozubených převodů je: *konstantní převodový poměr, malé rozměry a kompaktnost, přenos velkých výkonů, dosažení velkých převodových poměrů, spolehlivost a vysoká životnost, snáší krátkodobé přetížení*. Nevýhodou ozubených převodů je: *složitější a dražší výroba, netlumí rázy, při nepřesné výrobě hlučí, nemožnost dosažení libovolného převodového poměru*.

- **Řetězové převody**

Slouží k přenosu energie pomocí tvarového styku řetězového kola a řetězu. Výhodou řetězových převodů je: *přenos bez prokluzu, velká trvanlivost, nepotřebují předpětí, není citlivý na pracovní prostředí, přenos vysoké zatížení, přenos výkonu i na větší vzdálenosti*. Nevýhodou řetězových převodů je: *hlučnost převodu, nerovnoměrný chod, potřeba mazání převodu, poměrně drahá výroba, vyžaduje přesnou montáž, netlumí rázy*.

- **Řemenové převody**

Řemenové převody přenášejí energii vlivem tření mezi řemenicí a řemenem. Výhodou řemenových převodů je: *tichý chod, tlumí rázy pružností řemenu, funguje i jako pojistka proti přetížení, jednoduchá a levná výroba, přenos výkonu i na větší vzdálenosti, možnost pohánět několik hřídelů, snadná údržba, provoz a seřízení*. Nevýhodou řemenových převodů je: *nerovnoměrný převodový poměr, nutné předpětí řemenu, větší rozměry převodu*.

- **Třecí převody**

K přenosu energie dochází vlivem tření mezi hnacím a hnaným kolem. Výhodou třecích převodů je: *jednoduchá výroba, méně hlučné, fungují i jako pojistka proti přetížení, lze plynule měnit převodový poměr, možnost dosažení libovolného převodového poměru*.

Nevýhodou třecích převodů je: *nutnost přítláčné síly (zatížení ložisek a hřídelí), nerovnoměrný přenos výkonu, vlivem prokluzu dochází k nerovnoměrnému opotřebení a tím zhoršování kruhovitosti kol.*

- **Ozubené řemeny**

Slouží k přenosu energie pomocí tvarového styku ozubené řemenice a ozubeného řemene. Tento převod kombinuje výhody řemenových a řetězových převodů. Oproti řemenovým převodům mají vyšší výrobní náklady na řemenice.

2.2. Rešerše v oblasti pohonů sušiček.

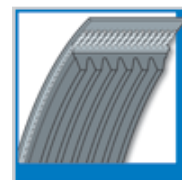
Pohony skoro všech sušících strojů se skládají z nosného rámu, motoru a převodovky. Sušící stroje se dají rozdělit na průmyslové a domácí. Průmyslové sušící stroje dále můžeme rozdělit na reverzační a nereverzační.

Nereverzační stroje mají jen jeden směr otáčení při sušení. Výhodou těchto strojů je možnost použití jednoho jednofázového motoru společného pro pohon bubnu i ventilátoru. Nevýhodou je, že může docházet k zamotávání prádla. Zamotané prádlo pak způsobuje špatné vysušení a pracnou manipulaci při rozmotávání.

Reverzační stroje pravidelně mění směr otáčení. Proto je potřebné používat pro pohon třífázové asynchronní motory, které vyžadují přívod třífázového proudu k pračce. S tím souvisí nutnost použití dalšího elektromotoru pro pohon ventilátoru.

Obecně lze říci, že pro pohon se používají asynchronní motory v kombinaci s řemenovým převodem. Řemenové převody se využívají hlavně z důvodu tichého chodu, tlumení rázů, jednoduché údržby a nízké ceny.

Novým směrem v oblasti pohonů sušiček je pohon, který se skládá pouze z elektromotoru. Jsou to sušičky s přímým pohonem bubnu, kdy buben sušičky je přímo spojen s motorem (tzv. „direct drive“, používané např. firmou LG pro pohon domácích praček). Tyto motory se vyrábějí přímo na požadovaný výkon a otáčky stroje. Uplatnění nachází spíše pro menší stroje o malém výkonu. Výhodou je, že nám odpadá celé převodové ústrojí a tím se snižuje hmotnost a rozměry stroje. Nevýhodou je však cena vývoje tohoto typu pohonu a proto se vyplácí spíše pro velkosériovou výrobu.



- **Pohon sušícího stroje Alliance D35**

Tento sušící stroj slouží k průmyslovému sušení prádla o hmotnosti 35 kg a je nereverzační. Pohon stroje je znázorněn na obrázku

Obr. 2.1 –
Drážkový řemen
(<http://www.tyma.cz/pro dukty/remeny/drazkove/>)

2.2. Stroj používá jednofázový asynchronní motor, který pohání buben a zároveň ventilátor pro odsávání vzduchu. V tomto případě je použit úzký klínový řemen pro první stupeň převodu a drážkový řemen (obr. 2.1) pro druhý stupeň převodu. Napínání prvního řemene je mechanické pomocí šroubů. Druhý řemen je dopínán pomocí pružiny a napínací kladky (obr. 2.3). Tento styl napínání lze využít právě u nereverzačních strojů.



Obr. 2.2 – Systém nereverzačního pohonu sušičky Alliance D35



Obr. 2.3 – Napínání řemene

- **Pohon sušícího stroje firmy Elektrolux**

Sušící stroj slouží k průmyslovému sušení prádla o hmotnosti 35 kg. Stroj může být vyroben jako reverzační i nereverzační. Pro nereverzační pohon je použit jednofázový asynchronní motor, který pohání buben a ventilátor zároveň. Při změně na reverzační pohon je přidán třífázový asynchronní motor,



Obr. 2.5 – řezaný klínový řemen
(<http://www.tyma.cz/produkty/remeny/klinov>)

který pohání buben, jednofázový motor pak pohání pouze ventilátor. Převod stroje je realizován pomocí dvojstupňového převodu při použití řezaného klínového řemene (obr. 2.5). Napínání převodu je řešeno mechanicky za pomoci napínacího šroubu. Uspořádání pohonu je znázorněno na obrázku 2.4.



Obr. 2.4 – Systém pohonu sušičky Elctrolux

Na základě výhod řemenového převodu a širokém uplatnění v pohonech sušících strojů, budu volit pro svou aplikaci dvojstupňový řemenový převod.

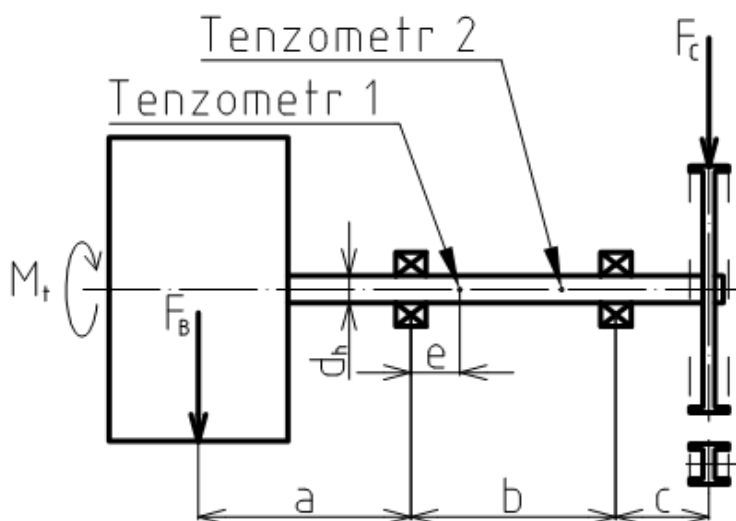
3. Výpočet zatížení

Pro návrh pohonu je nejprve nutno určit jeho zatížení. To je možno provést buďto analytickým výpočtem, nebo lépe, získat informace měřením. Na stroji, pro který navrhuji rekonstrukci pohonu, bylo v nedávné době provedeno tenzometrické měření (1) (2) při reálném chodu stroje. Na základě výsledků tohoto měření, jsem získal reálnou hodnotu zatěžování stroje. Následně jsem provedl ověření naměřených hodnot i analytickou metodou abych ověřil, zdali nedocházelo při měření k systematické chybě.

3.1. Výpočet na základě tenzometrického měření

Hodnoty uvedené v této kapitole jsou převzaty ze zpráv (1), (2) a od firmy Primus CE. Výpočet vychází ze stávající soustavy pohonu znázorněné na schématu (obr. 3.1) a naměřených hodnot z tenzometrického měření v tabulce 3.2. Na hřídeli bubnu bylo v místě označeném Tenzometr 1 měřeno ohybové napětí, a v místě označeném Tenzometr 2 měřeno napětí v krutu. Na základě těchto hodnot jsem stanovil zatěžující účinky. Síla F_C je napínací síla, kterou byl řemen předeptnut při měření. Točivý moment M_t i síla F_B vznikají vlivem hmotnosti prádla. Tyto hodnoty (F_B , M_t) je nutné vypočítat pro následný návrh pohonu.

Schéma části stávající soustavy pohonu



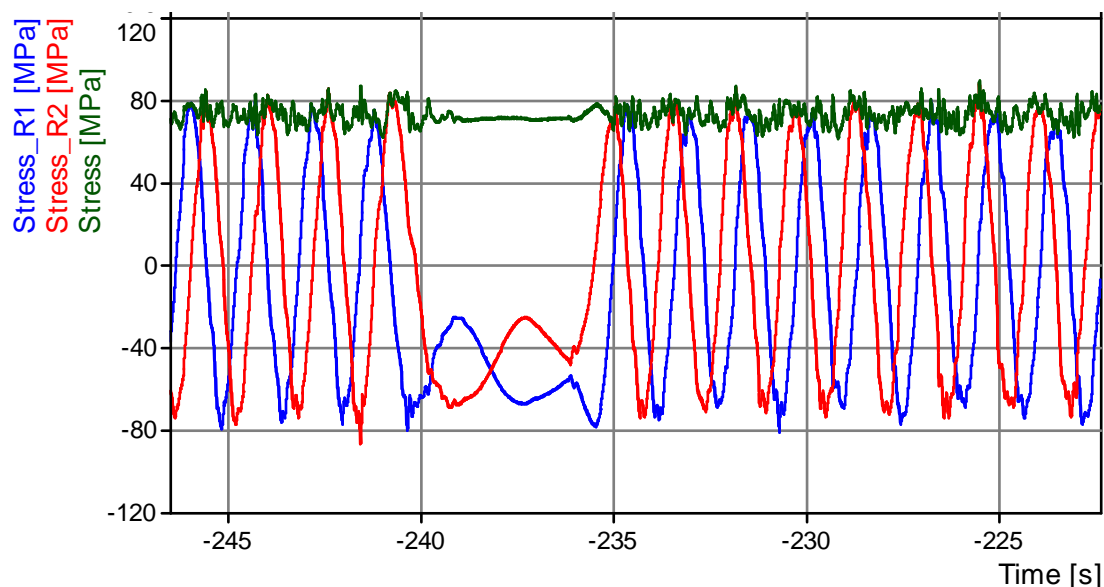
Obr. 3.1 – Schéma části stávajícího pohonu

Tab. 3.1

Rozměry [mm]				Napínací síla [N]
a	e	b	c	F_C
596,9	35,5	218	67,5	540

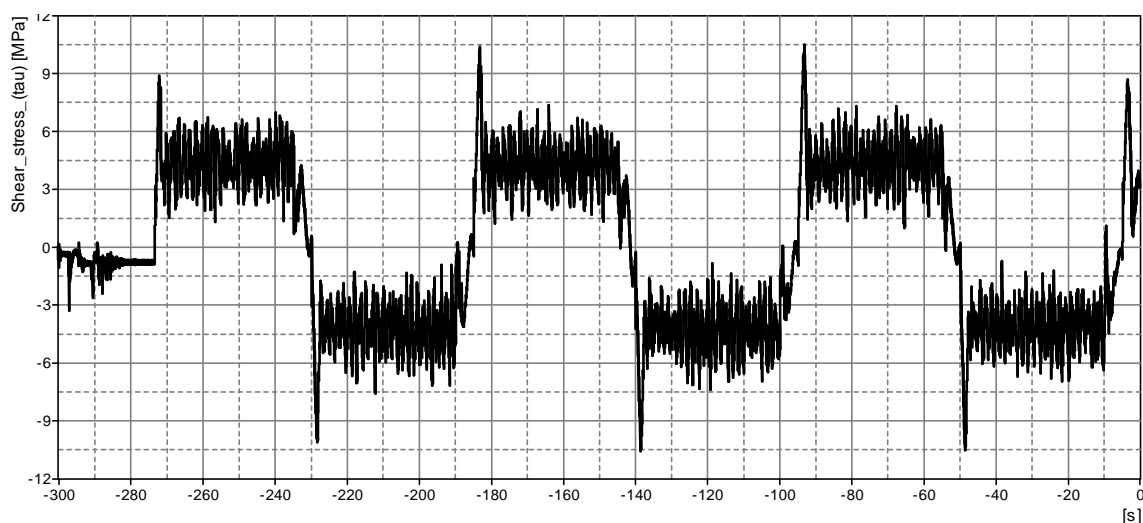
3.1.1. Výpočet ohybového a točivého momentu

Na obrázku 3.2 je znázorněn průběh ohybového napětí na hřídeli v místě označeném Tenzometr 1. Jeho průběh můžeme považovat za souměrně střídavý. Charakteristické hodnoty průběhu jsou uvedeny v tabulce 3.2.

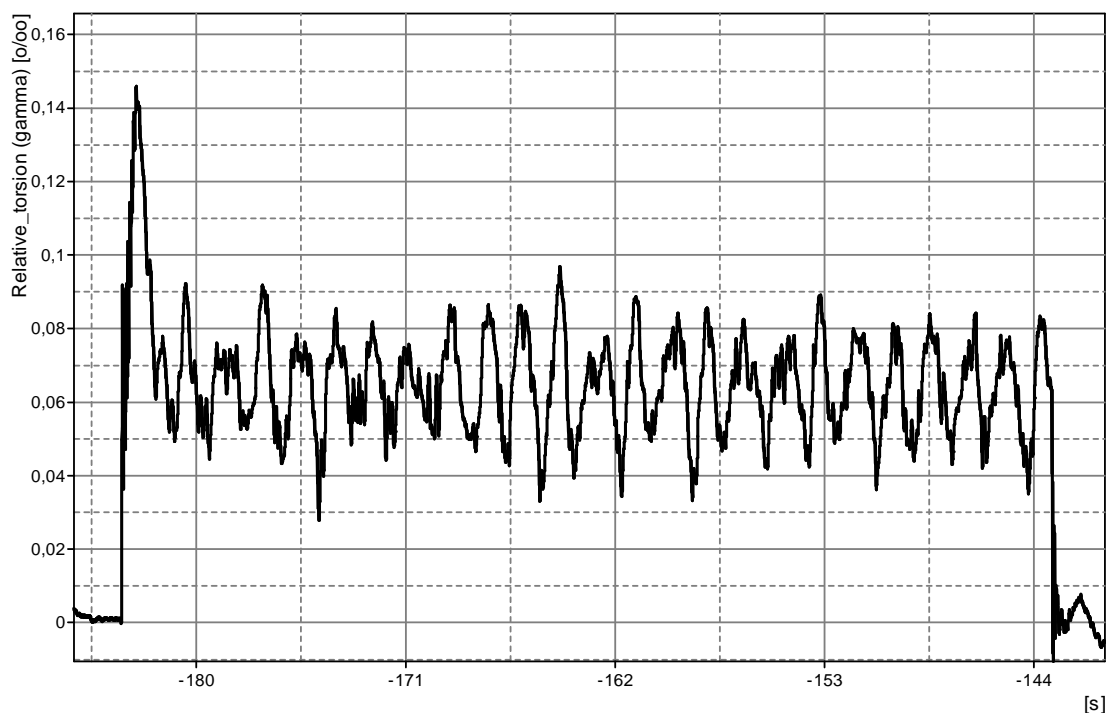


Obr. 3.2 – Průběh ohybového napětí ve dvou kolmých rovinách (Stress R1 a R2) a hodnota jejich prostorové výslednice (stress) (2)

Smykové napětí má po částech stacionární průběh (obr. 3.3). Pro statickou kontrolu hřídelů, návrh motoru a převodu jsem použil část záznamu znázorněného na obrázku 3.4. Tuto část záznamu uvažuji jako pulsující zatížení s charakteristickými hodnotami uvedenými v tabulce 3.2.



Obr. 3.3 – Průběh smykového napětí z točivého momentu (1)



Obr. 3.4 – Část záznamu smykového napětí.

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty odečtené ze záznamů měření.

Tab. 3.2 – Naměřené hodnoty

Ohybové napětí [MPa]		Napětí v krutu [MPa]			
Amplituda napětí	Střední napětí	Maximální horní napětí	Střední napětí	Průměrná amplituda	Minimální dolní napětí
$\sigma_o = \sigma_a$	σ_m	T_h	T_m	T_a	T_d
78,5	0	12,18	5,22	6,96	-1,74

Na základě těchto hodnot jsem stanovil příslušné hodnoty ohybových a točivých momentů na základě vztahů

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot}{\pi \cdot d_h^3} \Rightarrow M_o \quad (3.1)$$

$$M_o = \frac{\sigma_o \cdot \pi \cdot d_h^3}{32} = \frac{78,5 \cdot \pi \cdot 38^3}{32} = 422883 \text{ Nmm} \quad (3.2)$$

$$\tau_h = \frac{M_{thB}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{thB}}{\pi \cdot d_h^3} \Rightarrow M_{thB} \quad (3.3)$$

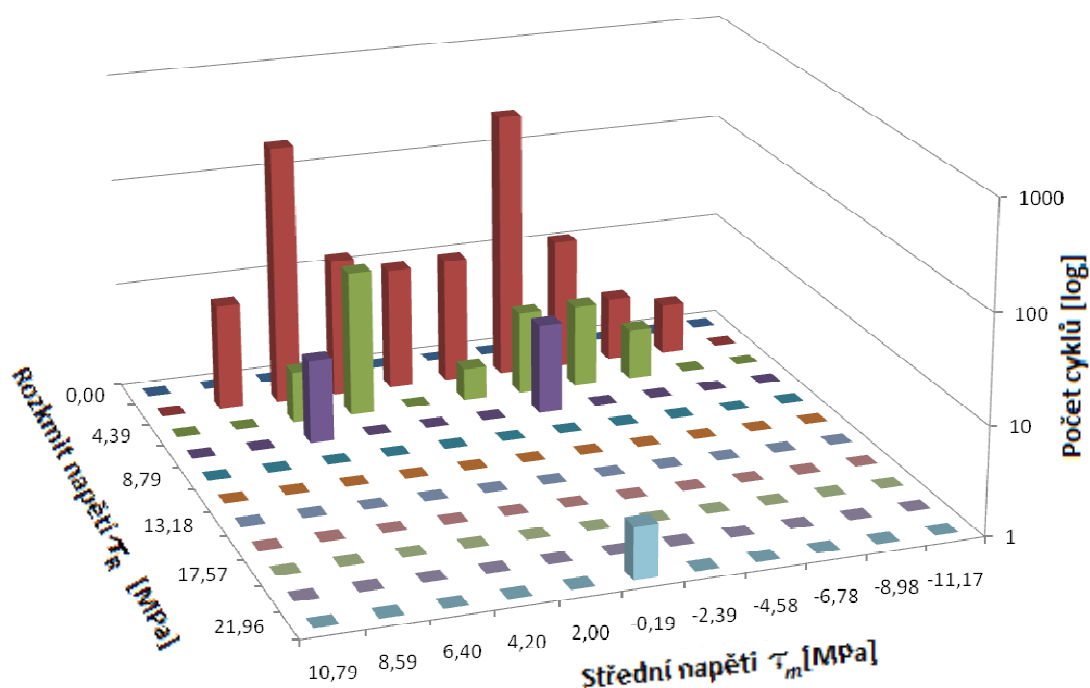
$$M_{thB} = \frac{\tau_h \cdot \pi \cdot d_h^3}{16} = \frac{12,18 \cdot \pi \cdot 38^3}{16} = 131228 \text{ Nmm} \quad (3.4)$$

kde je d_h průměr stávajícího hřídele.

Tab. 3.3 – Vypočtené hodnoty ohybového a točivého momentu

Ohybový moment [Nmm]		Točivý moment [Nmm]			
Amplituda	Střední hodnota	Maximální horní	Střední hodnota	Amplituda	Minimální dolní
M_o	M_m	M_{thB}	M_{tmB}	M_{taB}	M_{tdB}
422883	0	131228	56241	74988	-18747

Výše uvedené hodnoty sloužily pro návrh pohonu. Pro dynamickou kontrolu jsem průběh zatížení (obr 3.3) převedl metodou Rain-flow Counting (16) na napěťové spektrum zatížení (obr. 3.5). Matice spektra 1 je uvedena v příloze 1.



Obr. 3.5 – Četnost výskytů rozkmitů zatížení ve vztahu k jejich střední hodnotě

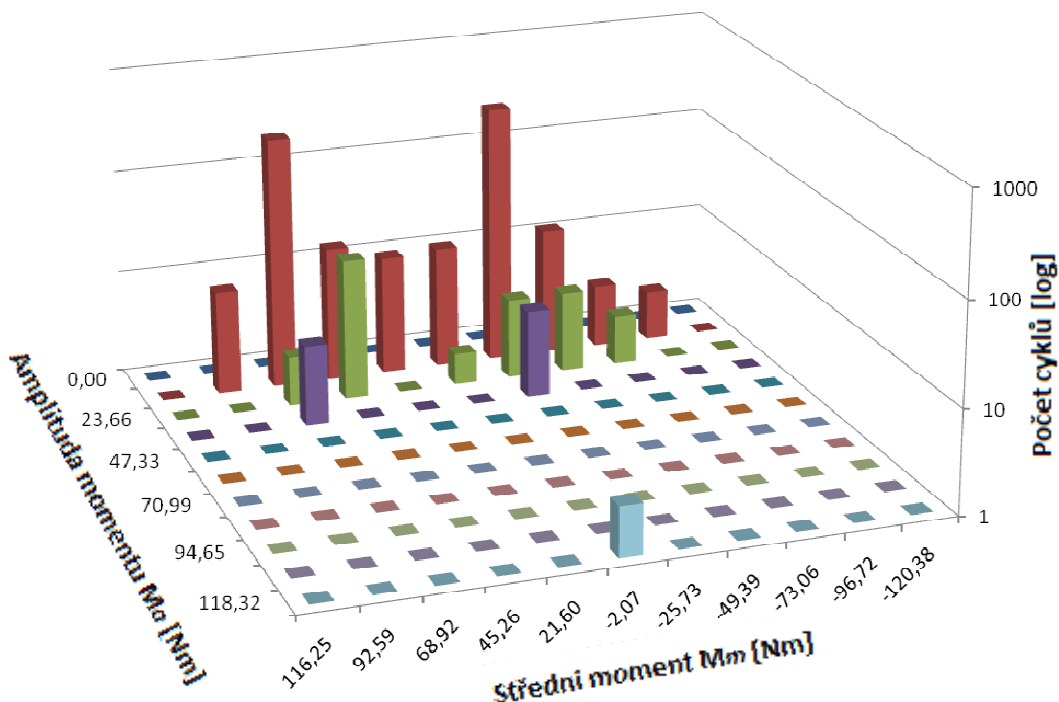
Napěťové spektrum zatížení jsem přepočtl na momentové spektrum zatížení (obr 3.6) a to proto, že měření bylo provedeno na stávající hřídeli, a ne na mnou navržené hřídeli. Přepočet jsem provedl za pomoci vzorců:

$$\text{- pro amplitudu momentu } M_{ta} = \frac{\tau_R \cdot \pi \cdot d_h^3 \cdot 10^3}{16 \cdot 2} \quad (3.5)$$

$$\text{- pro střední moment } M_{tm} = \frac{\tau_m \cdot \pi \cdot d_h^3 \cdot 10^3}{16} \quad (3.6)$$

Tyto vzorce jsou odvozeny ze vztahu pro výpočet kroutícího napětí $\tau = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}$.

Ve vzorci 3.5 je ve jmenovateli použita 2, neboť mě zajímá amplituda průběhu a ne její rozkmit. Matice spektra 2 je uvedena v příloze 2.



Obr. 3.6 – Četnost výskytů amplitud zatížení ve vztahu k jejich střední hodnotě

3.1.2. Maximální okamžitý výkon na měřené hřídeli

Pro výpočet výkonu je brán horní točivý moment M_{thB} z tab. 3.3.

$$P = \frac{M_{thB} \cdot \pi \cdot n_B \cdot 10^{-3}}{30} = \frac{131228 \cdot \pi \cdot 42 \cdot 10^{-3}}{30} = 577 \text{ W} \quad (3.7)$$

kde n_B [min^{-1}] jsou otáčky bubnu, které byly zadány firmou Primus CE.

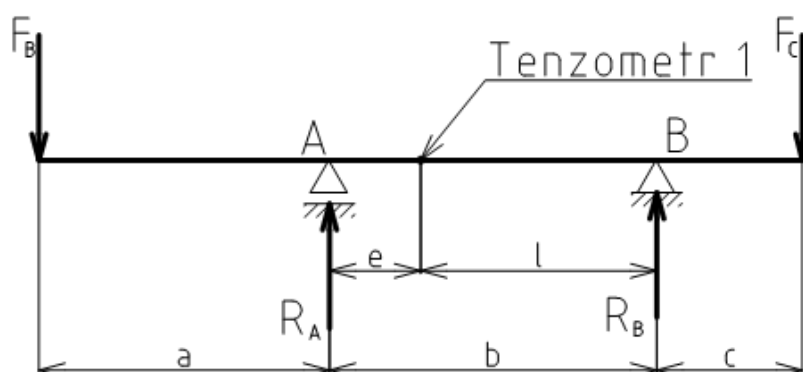
3.1.3. Výpočet zatěžující síly působící v bubnu

Cílem výpočtu je zjistit, jaká síla (F_B) musí působit na konci hřídele, aby při známé napínací síle $F_C = 540 \text{ N}$ způsobila naměřený ohybový moment. Při výpočtu je uvažováno, že směr působících sil F_B a F_C je shodný, jak je znázorněno na obrázku 3.7. Výpočet vychází ze dvou předpokladů:

1. směr napínání řemene se v průběhu chodu stroje nemění,
2. směr působení síly F_B se v průběhu chodu stroje také nemění.

Proto je také při výpočtu brán ohybový moment M_o v tabulce 3.3 jako záporný, tedy $M_o = -422883 \text{ Nmm}$. Kdyby tak brán nebyl, změnil by se směr síly F_B a nesplňoval by druhou podmínku.

Schéma pro výpočet



Obr. 3.7 – Schéma zatížení

Hodnoty rozměrů na obrázku 3.7 jsou uvedeny v tabulce 3.1. Pro výpočet je nejdříve vyjádřen matematický vztah pro moment M_o v místě Tenzometr 1.

$$M_o = R_B \cdot l - F_C \cdot (c + l), \quad (3.8)$$

z této rovnice je vyjádřena síla R_B

$$R_B = \frac{M_o + F_C \cdot (c + l)}{l} = \frac{-422883 + 540 \cdot (67,8 + 182,5)}{182,5} = -1577 \text{ N}. \quad (3.9)$$

Nyní je sestavena momentová rovnice rovnováhy v místě A viz obrázek 3.5

$$M_A = 0; -F_B \cdot a - R_B \cdot b + F_C \cdot (b + c) = 0, \quad (3.10)$$

z rovnice se vyjádří zatěžující síla F_B působící v bubnu

$$F_B = \frac{-R_B \cdot b + F_C \cdot (c + b)}{a} = \frac{1577 \cdot 218 + 540 \cdot (67,5 + 218)}{596,9} = 834 \text{ N}. \quad (3.11)$$

3.2. Ověření zatížení analytickou metodou

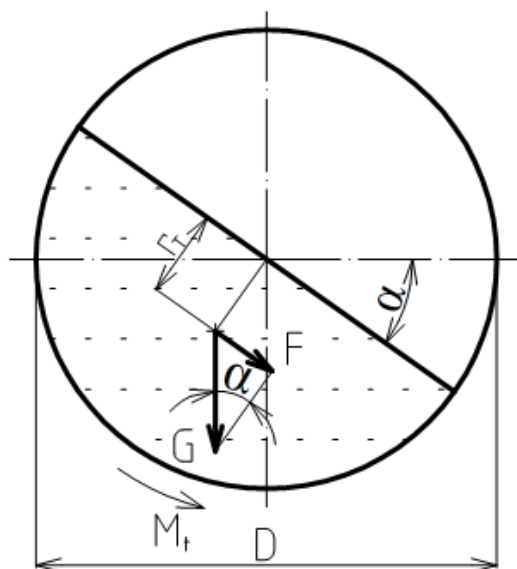
Analytickým výpočtem ověřím hodnoty točivého momentu M_{thB} a zatěžující síly F_B , které byly získány v kapitole 3.1 na základě tenzometrického měření.

3.2.1. Ověření točivého momentu

Pro toto ověření uvažuji určitá zjednodušení:

- prádlo v bubnu tvoří dokonalý půlkruh,
- vlhké prádlo tvoří homogenní směs (hustota v jakémkoliv bodě půlkruhu je stejná),
- výsledný točivý moment ovlivní pouze hmotnost vlhkého prádla.

Výpočet vychází z obrázku 3.8 kdy je točivý moment počítán pro úhel natočení $\alpha = 70^\circ$, kdy dochází k přepadu prádla směrem dolů (ze zkušeností firmy Primus CE).



Obr. 3.8 – Silové působení náplně v bubnu

Tab. 3.4

Průměr bubnu	D [mm]	930,00
Poloměr těžiště	r_T [mm]	197,35
Náplň	m [kg]	35,00
Vlhkost	v [%]	70,80
Gravitační zrychlení	g [m/s²]	9,81
Tíha	G [N]	586,44

Pro určení velikosti točivého momentu potřebuji určit vzdálenost těžiště prádla od osy bubnu

$$r_T = \frac{4 \cdot (D/2)}{3 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot (930/2)}{3 \cdot \pi} = 197,35 \text{ mm}, \quad (3.12)$$

hmotnost vlhkého prádla při 100 % naplnění bubnu

$$G = g \cdot m \cdot \left(1 + \frac{v}{100}\right) = 9,81 \cdot 35 \cdot \left(1 + \frac{70,8}{100}\right) = 586,44 \text{ N}, \quad (3.13)$$

kde v je vlhkost prádla po odstředění získána od firmy Primus CE
sílu způsobující točivý moment bubnu

$$F = G \cdot \sin \alpha = 586,44 \cdot \sin 70 = 551,07 \text{ N}. \quad (3.14)$$

Točivý moment bubnu potom je

$$M_{thB} = F \cdot r_T \cdot 10^{-3} = 551,08 \cdot 197,35 \cdot 10^{-3} = 109 \text{ Nm}. \quad (3.15)$$

Tab. 3.5 – Točivý moment při úhlu natočení $\alpha = 70^\circ$

úhel natočení bubnu	Síla způsobující M_{thB}	Točivý moment
$\alpha [^\circ]$	$F [N]$	$M_{thB} [Nm]$
70	551,08	109

3.2.2. Ověření síly F_B

Vycházím ze zjednodušujícího předpokladu, že tato síla bude způsobena jen hmotností:

$$- \text{vlhkého prádla } m_p = m \cdot \left(1 + \frac{v}{100}\right) = 35 \cdot \left(1 + \frac{70,8}{100}\right) = 59,78 \text{ kg}, \quad (3.16)$$

$$- \text{bubnu } m_B = 36,98 \text{ kg od firmy Primus CE}$$

bez uvažování dynamických účinků při dopadu vlhkého přepadávajícího prádla. Potom tedy získám zatěžující sílu na konci hřídeli

$$F_B = (m_p + m_B) \cdot g = (59,78 + 36,98) \cdot 9,81 = 949,2 \text{ N}. \quad (3.17)$$

3.3. Porovnání výsledků

Porovnání výsledků z tenzometrického měření (kapitola 3.1) a analytického řešení (kapitola 3.2) točivého momentu M_{thB} a zatěžující síly F_B je uvedeno v tabulce 3.6.

Tab. 3.6 - Porovnání analytického a tenzometrického řešení

Výpočet	Točivý moment	Síla
	$M_{thB} [Nm]$	$F_B [N]$
Tenzometricky	131	834
Analyticky	109	949

Porovnáním výsledků v tabulce 3.6 lze tvrdit, že výsledky jsou si řádově rovny, a proto tedy je možno použít výsledky tenzometrické metody pro navržení pohonu.

4. Varianty uspořádání pohonu a konstrukční návrh pohonu

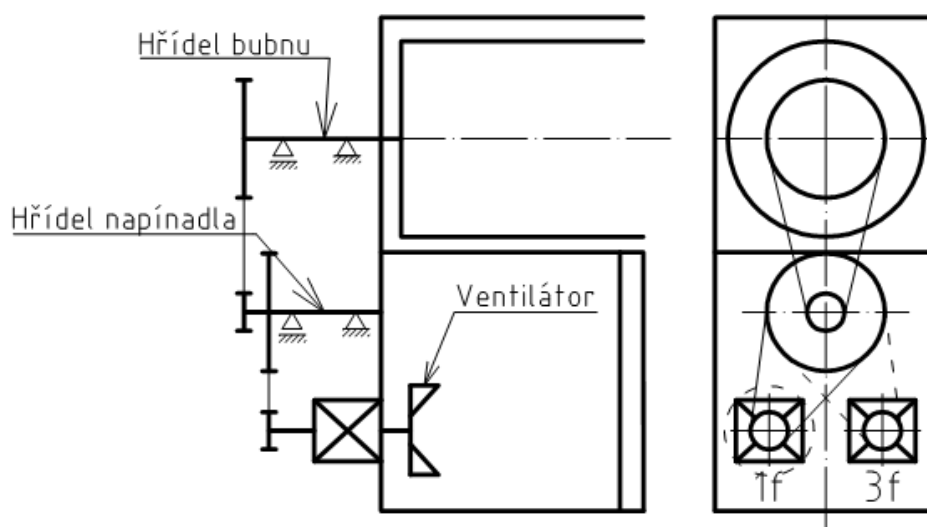
Před vytvořením konstrukčního návrhu pohonu jsem vytvořil možné varianty uspořádání pohonu. Tyto varianty jsem porovnal v tabulce 4.1. Na základě porovnání vyberu nejlepší možnou variantu (nebo kombinace dvou nejlepších variant), ze kterých vytvořím konstrukční návrh pohonu.

4.1. Varianty uspořádání pohonu

Někteří zákazníci, kteří používají sušící stroje, jsou zvyklí, že stroj jde zapojit do běžné sítě na 230V. Proto je přání zadavatele, aby základní provedení pohonu bylo s jednofázovým asynchronním motorem (nereverzační), který lze zapojit do běžné sítě. Dále se musí dát pohon, jednoduchou konstrukční úpravou, předělat na reverzační pohon. Reverzace je docílena přidáním trojfázového asynchronního motoru, jednofázový motor bude pohánět pouze ventilátor, který je umístěn pod pracím bubnem.

Jak již bylo řečeno v kapitole 2, jsou u všech variant pohonu použity dvojstupňové řemenové převody. Řemeny zajišťují tichý chod stroje, což je u této aplikace důležité, a tlumí rázy pružnou deformací.

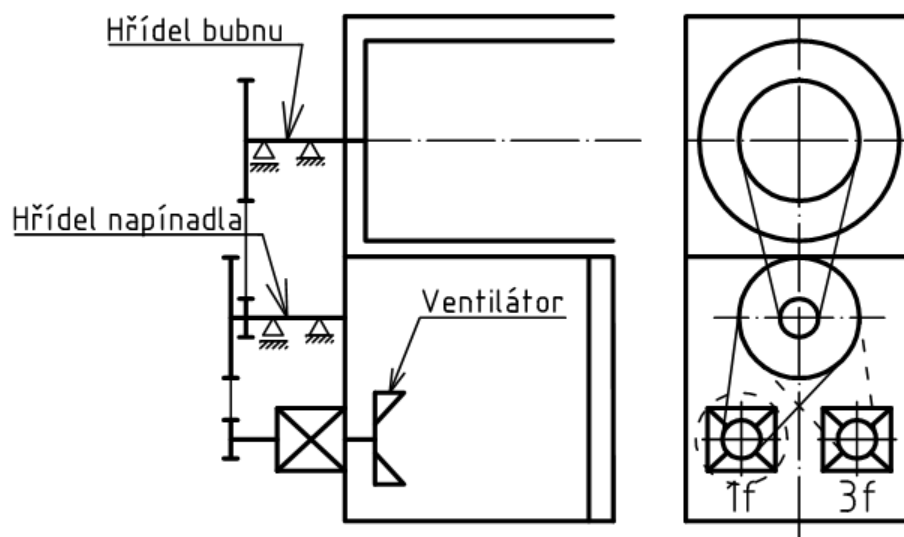
Nevýhodou stávající varianty pohonu (obr. 4.1) je poměrně velké vyložení druhého stupně převodu, což sice umožňuje lepší výměnu řemene druhého stupně, ale vyžaduje to větší prostor za pračkou a nutnost použití poměrně málo tuhého upevnění řemenic náchylné na vibrace a rezonanční kmitání.



Obr. 4.1 – Stávající varianta pohonu

4.1.1. Varianta č.1

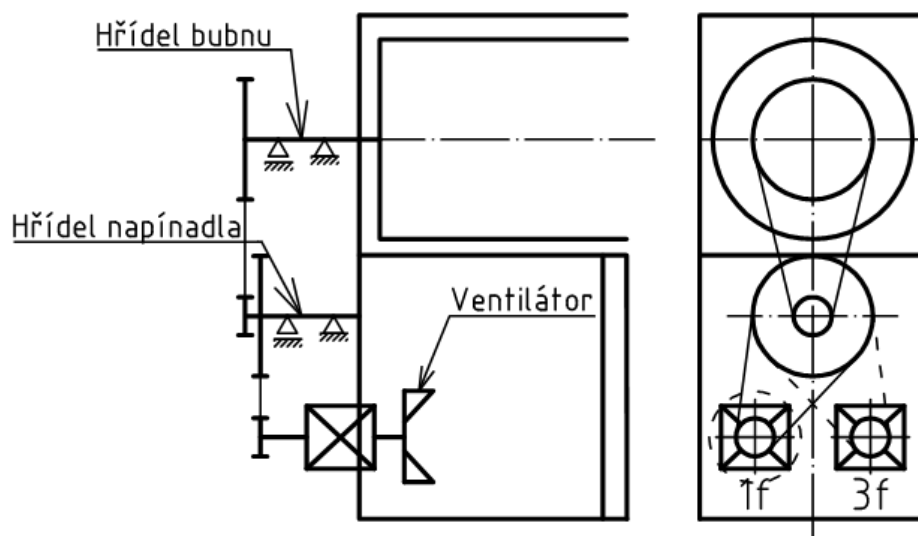
Na hřídeli napínadla je velká řemenice umístěna blíže k sušicímu stroji (obr. 4.2) oproti stávajícímu pohonu (obr. 4.1). Tím se docílí poměrně malého zkrácení hřídele a malé úspory materiálu.



Obr. 4.2 – Varianta č. 1

4.1.2. Varianta č. 2

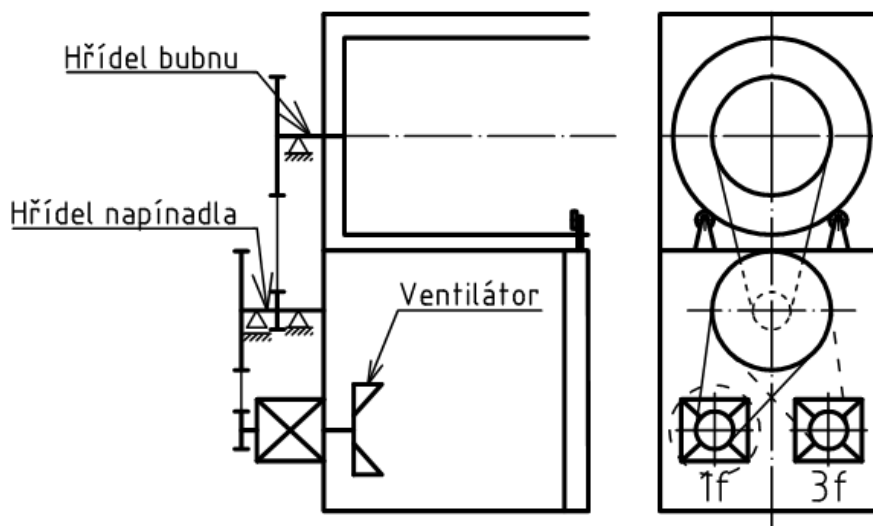
Motor je posunut do prostoru pod buben (obr. 4.3). Tato změna přináší nutnost rekonstrukce prostoru pro odsávání vlhkého vzduchu, neboť v tomto prostoru motor zároveň pohání ventilátor, který zajišťuje správnou cirkulaci vzduchu pro sušení prádla. Jeho posunutím by se tato cirkulace změnila.



Obr. 4.3 – Varianta č. 2

4.1.3. Varianta č. 3

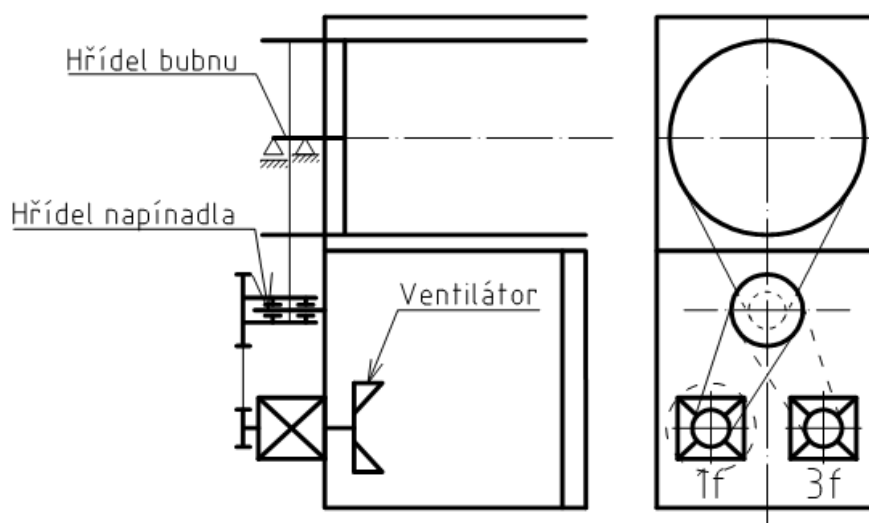
Buben sušičky je podložen ložisky (obr. 4.4). Tím je dosaženo lepšího rozložení sil na hřídeli bubnu a zároveň i menšího zatížení ložisek bubnu. Také se zmenší namáhání svarového spojení hřídele s bubnem.



Obr. 4.4 – Varianta č. 3

4.1.4. Varianta č. 4

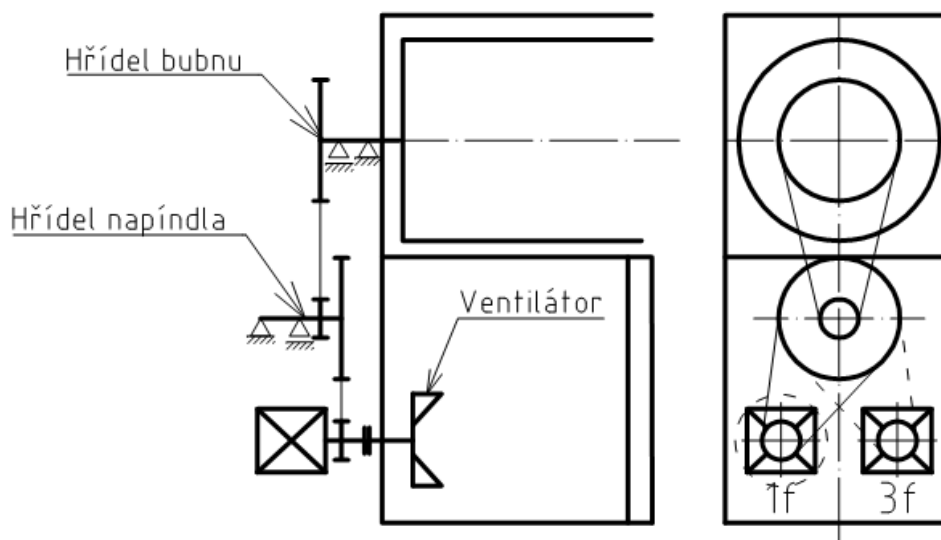
Zde je využit buben, jako velká řemenice (obr. 4.5). Díky tomu získáme velký převodový poměr. Malá a velká řemenice na hřídeli napínadla tvoří jeden odlitek, který je nalisován na vnější kroužky ložisek (obr. 4.5). Hlavní nedostatek této soustavy spočívá v nestandardní délce řemenu pro druhý stupeň převodu. Vzroste také napínání řemene vlivem velkého převodového poměru, a proto budou více zatížena ložiska. Tato varianta by byla vhodnější pro menší stroje.



Obr. 4.5 - Varianta č. 4

4.1.5. Varianta č. 5

Motor je posunut směrem od sušičky (obr. 4.6). Ložiska na hřídeli bubnu jsou poměrně blízko u sebe, což má za následek horší rozložení sil na hřídeli, z čehož vyplývá i větší zatížení ložisek na hřídeli. Výhodou je zkrácení hřídelů a možnost vytvoření tužší konstrukce, která by nebyla náchylná na vibrace a rezonanční kmitání.



Obr. 4.6 – Varianta č. 5

4.1.6. Porovnání variant

Při porovnávání variant řešení, jsem si vytvořil kriteria, podle kterých budu jednotlivé varianty posuzovat. Každé kritérium bylo ohodnoceno body 0 až 10, kdy 0 je nejhorší a 10 nejlepší. Porovnání je uvedeno v tabulce 4.1.

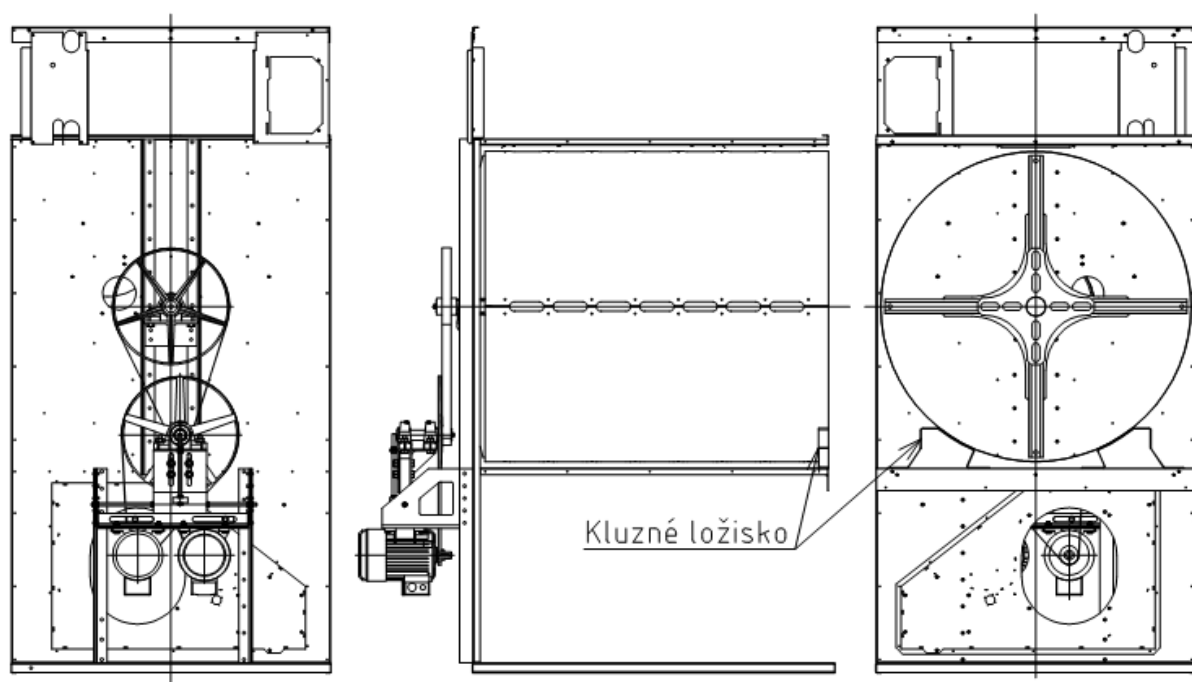
Tab. 4.1 – Porovnání variant

Kriteria	Varianta č.1	Varianta č.2	Varianta č.3	Varianta č.4	Varianta č.5
Úspora materiálu	2	4	7	9	7
Konstrukční náročnost	8	4	5	0	5
Zatížení ložisek na bubnu	3	3	8	6	2
Zatížení ložisek na napínání	4	4	8	4	4
Velikost napínací síly	9	9	9	1	9
Nároky na řemen	9	9	9	0	9
Předpoklad snížení vibrací	4	5	8	8	7
Cena	4	4	6	3	5
Součet kriterií	43	42	60	31	48

Z tabulky 4.1 vyplývá, že nejlepší variantou podle zvolených kritérií je varianta č. 3, druhou nejlepší variantou je varianta č. 5. Pro další postup návrhu pohonu je zvolena kombinace variant č. 3 a č. 5.

4.2. Konstrukční návrh pohonu

Rám pohonu je tvořený válcovanými profily L a ohýbanými plechy. Napínání pohonu umožňuje napínání řemene jak v horizontálním, tak ve vertikálním směru, je řešeno napínacími šrouby. Podepření bubnu je realizováno kluznými ložisky (obr. 4.7).



Obr. 4.7 – Konstrukční návrh pohonu

5. Výpočet motoru a řemenového převodu

Při návrhu motoru a převodu vycházím z výkonu stroje $P = 0,577$ kW (rovnice 3.7) naměřeného na hřídeli bubnu. Z výkonu stroje P vypočtu výkon potřebný na motoru

$$P_M = \frac{P}{\eta_c} = \frac{0,577}{0,946} = 0,61 \text{ kW}, \quad (5.1)$$

kde celková účinnost

$$\eta_c = \eta_L^3 \cdot \eta_p^2 = 0,995^3 \cdot 0,98^2 = 0,946, \quad (5.2)$$

η_L ... účinnost ložisek,

η_p ... účinnost převodu (3).

5.1. Návrh motoru

Pro sušicí stroj volím motory podle typu pohonu:

- jednofázový asynchronní motor 1LF7080 – 4AE10 (4) pro nereverzační pohon,
- trojfázový asynchronní motor 1LA7080 – 4AA10 (5) pro reverzační pohon.

Parametry 1LF7080 – 4AE10:

- jmenovitý výkon $P_{Mj} = 0,55$ kW
- jmenovité otáčky $n_{Mj} = 1415 \text{ min}^{-1}$
- jmenovitý moment $M_{Nj} = \frac{P_{Mj} \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot n_{Mj}} = \frac{0,55 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot 1415} = 3,7 \text{ Nm} \quad (5.3)$

- poměrný záběrný moment $\frac{M_{Zj}}{M_{Nj}} = 1,7 \quad (5.4)$

- poměrný moment zvratu $\frac{M_{MAXj}}{M_{Nj}} = 1,7 \quad (5.5)$

Parametry 1LA7080 – 4AA10:

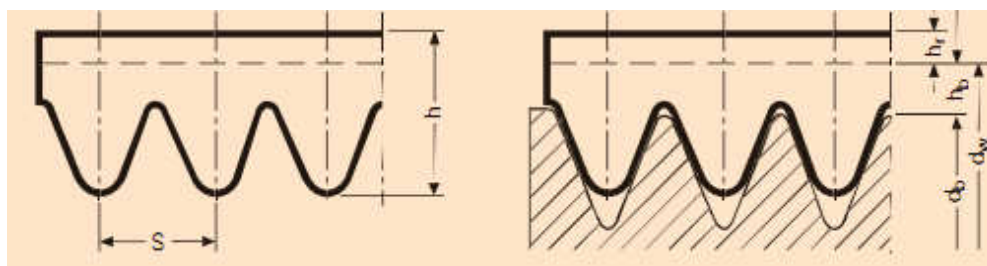
- jmenovitý výkon $P_{Mt} = 0,55$ kW
- jmenovité otáčky $n_{Mt} = 1395 \text{ min}^{-1}$
- jmenovitý moment $M_{Nt} = 3,7 \text{ Nm}$
- poměrný záběrný moment $\frac{M_{Zt}}{M_{Nt}} = 2,2 \quad (5.6)$

- poměrný moment zvratu $\frac{M_{MAXt}}{M_{Nt}} = 2,2 \quad (5.7)$

Díky tomu, že motory mají pracovní charakteristiku umožňující používat je i při vyšším výkonu než jmenovitém, jsem zvolil motory s nižšími jmenovitými výkony, než naměřený maximální výkon $P_M = 0,61$ kW spočtený z rovnice 5.1. Mimo to, není tento výpočet zcela korektní, neboť počítá s konstantními otáčkami bubnu. Maximální točivý moment byl naměřen vždy na začátku reverzačního cyklu, kdy jsou otáčky zřejmě nižší než jmenovité. Jelikož však otáčky nebyly měřeny, musel jsem při výpočtu výkonu použít toto zjednodušení. Kontrola motorů je provedena v kapitole 5.3.

5.2. Výpočet řemenového převodu

K výpočtu řemenového převodu jsem použil software ContiTech Suite (14). Převod musí splňovat podmínku $n_B = 42 \pm 1 \text{ min}^{-1}$ (zadáno firmou Primus CE). Pro převodový mechanismus použiji dvojstupňový řemenový převod s drážkovým řemenem (obr. 5.1). Výpočet je proveden pro motor 1LA7080 – 4AA10.



Obr. 5.1 – Průřez drážkovým řemenem (3)

Celkový převodový poměr

$$i'_c = \frac{n_{Mt}}{n_B} = \frac{1395}{42} = 33,21 \quad (5.8)$$

Rozdělení převodového poměru

$$i_c = i_1 \cdot i_2 = 6 \cdot 5,5 = 33 \quad (5.9)$$

5.2.1. Výpočet prvního stupně převodu

Vstupní parametry:

- | | |
|------------------------|----------------------------------|
| - profil řemene | PJ |
| - průměr malé řemenice | $d_{BK1} = 56 \text{ mm}$ |
| - otáčky motoru | $n_{Mt} = 1395 \text{ min}^{-1}$ |
| - převodový poměr | $i_1 = 6$ |
| - osová vzdálenost | $a_1 = 383 \text{ mm}$ |
| - přenášený výkon | $P_M = 0,61 \text{ kW}$ |
| - provozní součinitel | $c_2 = 1,2$ (3) |

Výsledky programu ContiTech Suite

- průměr malé řemenice $d'_{BK1} = 56,33 \text{ mm}$
- průměr velké řemenice $d'_{BG1} = 349,98 \text{ mm}$
- převodový poměr $i_{1S} = 6$
- řemen CONTI-V MULTIRIB POWER Drážkový řemen - 3 * PJ
1461,00 - Lb Standard
- otáčky hřídele napínadla $n_N = 232,5 \text{ min}^{-1}$
- celková předepínací síla $F_{V1} = 268,98 \text{ N}$

Z konstrukčních důvodů volím $d_{BK1} = 56 \text{ mm}$ a $d_{BG1} = 350 \text{ mm}$. Celá výsledková zpráva z programu (14) je uvedena v příloze 4.

5.2.2. Výpočet druhého stupně převodu

Vstupní parametry:

- profil řemene PJ
- průměr malé řemenice $d_{BK2} = 61 \text{ mm}$
- otáčky hřídele napínadla $n_N = 232,5 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr $i_2 = 5,5$
- osová vzdálenost $a_2 = 386 \text{ mm}$
- přenášený výkon $P_M = 0,61 \text{ kW}$
- provozní součinitel $c_2 = 1,2 \text{ (3)}$

Výsledky programu ContiTech Suite

- průměr malé řemenice $d_{BK2} = 61,26 \text{ mm}$
- průměr velké řemenice $d_{BG2} = 350 \text{ mm}$
- převodový poměr $i_{2S} = 5,54$
- řemen CONTI-V MULTIRIB POWER Drážkový řemen - 10 * PJ
1473,00 - Lb Standard
- otáčky bubnu $n_B = 42 \text{ min}^{-1}$
- celková předepínací síla $F_{V2} = 1480,76 \text{ N}$

Z konstrukčních důvodů volím $d_{BK2} = 61 \text{ mm}$. Celá výsledková zpráva z programu (14) je uvedena v příloze 5. Motor splňuje podmínku $n_B = 42 \pm 1$.

Celkový skutečný převodový poměr

$$i_{CS} = i_{1S} \cdot i_{2S} = 6 \cdot 5,54 = 33,24 \quad (5.10)$$

Kontrola otáček pro motor 1LF7080 – 4AE10

Tato kontrola je provedena z důvodu, že se liší jmenovité otáčky motorů 1LA7080 – 4AA10 a 1LF7080 – 4AE10. Otáčky bubnu pro motor 1LF7080 – 4AE10 tedy jsou

$$n_B = \frac{n_{Mj}}{i_{CS}} = \frac{1415}{33,24} = 42,6 \text{ min}^{-1}. \quad (5.11)$$

Převod vyhovuje i pro motor 1LF7080 – 4AE10, protože je splněna podmínka $n_B = 42 \pm 1 \text{ min}^{-1}$.

5.3. Kontrola motoru

Zde jsem provedl kontrolu motoru, jestli je schopen vyvinout potřebný točivý moment M_{thM} na roztočení bubnu a chod bubnu. Dále jsem provedl kontrolu na radiální zatížení hřídele motoru.

Potřebný moment

$$M_{thM} = \frac{M_{thB}}{\eta_c \cdot i_{CS}} = \frac{131228}{0,946 \cdot 33,24} = 4173 \text{ Nm} \quad (5.12)$$

5.3.1. Kontrola motoru 1LF7080 – 4AE10

Motor musí být schopen vyvinout točivý moment $M_{thM} = 4,2 \text{ Nm}$ (5.12) a hřídel motoru musí vydržet radiální zatížení od napínání řemene $F_{V1} = 268,98 \text{ N}$ (kapitola 5.2.2).

Kontrola záběrného momentu a momentu zvratu

Motor musí splňovat podmínku M_{MAXj} a $M_{Zj} \geq M_{thM}$, která je dána pracovní charakteristikou motoru (4).

Z rovnice 5.4 platí

$$M_{Zj} = 1,7 \cdot M_{Nj} = 1,7 \cdot 3,7 = 6,29 \text{ Nm}. \quad (5.13)$$

Z rovnice 5.5 platí

$$M_{MAXj} = 1,7 \cdot M_{Nj} = 1,7 \cdot 3,7 = 6,29 \text{ Nm}. \quad (5.14)$$

$$M_{MAXj} = M_{Zj} > M_{thM} \text{ motor 1LF7080 – 4AE10 vyhovuje.}$$

Kontrola radiálního zatížení hřídele

Dovolené radiální zatížení hřídele motoru $F_{Rj} = 515 \text{ N}$ (4) je větší než napínací síla $F_{V1} = 268,98 \text{ N}$.

Motor 1LF7080 – 4AE10 vyhovuje.

5.3.2. Kontrola motoru 1LA7080 – 4AA10

Motor musí být schopen vyvinout točivý moment $M_{thM} = 4,2Nm$ (5.12) a hřídel motoru musí vydržet radiální zatížení od napínání řemene $F_{V1} = 268,98N$ (kapitola 5.2.2).

Kontrola záběrného momentu a momentu zvratu

Motor musí splňovat podmínku M_{MAXt} a $M_{Zt} \geq M_{thM}$, která je dána pracovní charakteristikou motoru (5).

Z rovnice 5.6 platí

$$M_{Zt} = 2,2 \cdot M_{Nt} = 2,2 \cdot 3,7 = 8,14Nm. \quad (5.15)$$

Z rovnice 5.7 platí

$$M_{MAXt} = 2,2 \cdot M_{Nt} = 2,2 \cdot 3,7 = 8,14Nm. \quad (5.16)$$

$M_{MAXt} = M_{Zt} > M_{thM}$ **motor 1LA7080 – 4AA10 vyhovuje.**

Kontrola radiálního zatížení hřídele

Dovolené radiální zatížení hřídele motoru $F_{Rt} = 515 N$ (5) je větší než napínací síla $F_{V1} = 268,98 N$.

Motor 1LA7080 – 4AA10 vyhovuje.

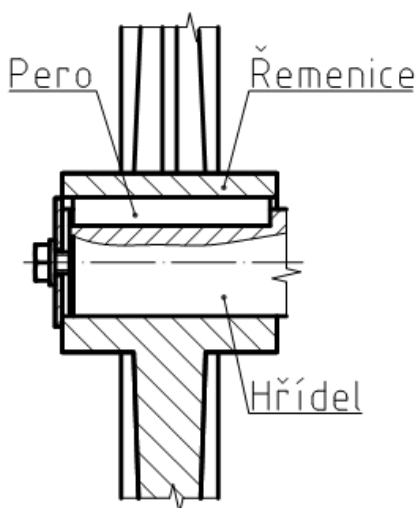
6. Návrh a kontrola nábojů na otlačení

Náboje v této aplikaci jsou tvořeny řemenicemi, které jsou umístěny na hřídelích a jsou spojeny pomocí perových spojů (obr. 6.1). Materiál řemenic jsem zvolil slitinu hliníku EN AW6060. Mechanické vlastnosti hliníku jsou uvedeny v tabulce 6.1 (6). Výpočet vychází z obrázku 6.2.

Průměry hřídelí a velikostí per jsou uvedeny v tabulce 6.2 a volil jsem dle (7). Výjimkou jsou hřídel motoru a pero motoru ty jsou dány katalogem motoru (5), (4).

Protože jsou známy skutečné průběhy zatížení stroje z reálného chodu, a perové spoje jsou navrženy pro maximální naměřenou hodnotu zatížení, mohu si dovolit porovnávat tlak v náboji s mezí kluzu. Z toho vyplývá, že musí být splněna podmínka

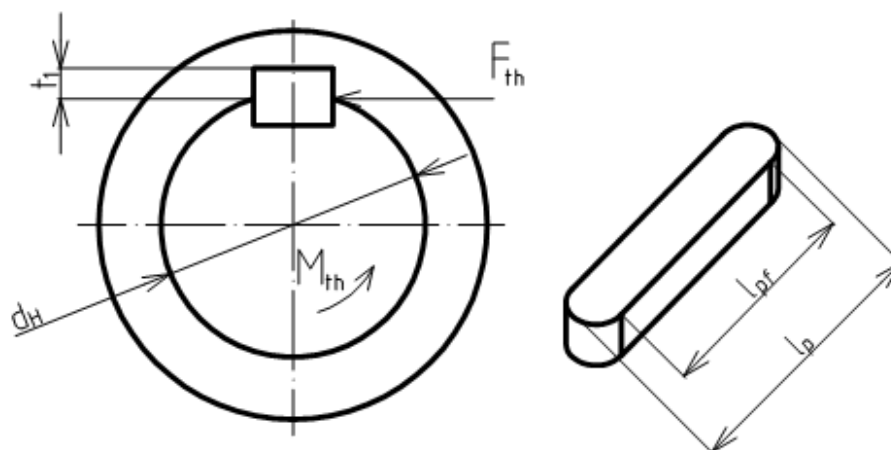
$$p \leq R_{p02}. \quad (6.1)$$



Obr. 6.1 – Spojení řemenice a hřídele

Tab. 6.1 – Mechanické vlastnosti EN AW6060 (6)

Mez pevnosti v tahu	$R_m = 120 \text{ MPa}$
Smluvní mez kluzu	$R_{p02} = 60 \text{ MPa}$



Obr. 6.2 – Návrh perového spoje pro výpočet

Tab. 6.2 – Rozměry hřídelí a per pro výpočet

		Hřídel motoru	Hřídel napínadla	Hřídel bubnu
Průměr hřídele d_H	[mm]	19	30	30
Pero $b \times h$	[mm]	6x6	10x8	10x8
Tloušťka drážky pera v náboji t_1	[mm]	2,5	3,3	3,3

6.1. Kontrola náboje řemenice na hřídeli motoru

Obvodová síla na hřídeli motoru

$$F_{thM} = \frac{2 \cdot M_{thM}}{d_{HM}} = \frac{2 \cdot 4173}{19} = 439 \text{ N} \quad (6.2)$$

Minimální délka náboje řemenice na hřídeli motoru

Z rovnice 6.1

$$p = \frac{F_{thM}}{t_1 \cdot l_{minM}} \leq R_{p02} \Rightarrow l_{minM},$$

tedy

$$l_{minM} = \frac{F_{thM}}{t_1 \cdot R_{p02}} = \frac{439}{2,5 \cdot 60} = 2,93 \text{ mm}. \quad (6.3)$$

Délka pera je dána katalogy (5), (4) $l_{pM} = 32 \text{ mm}$.

Tlak v náboji řemenice na hřídeli motoru

$$p_M = \frac{F_{thM}}{t_1 \cdot l_z} = \frac{439}{2,5 \cdot 11} = 15,9 \text{ MPa} \quad (6.4)$$

kde l_z je délka kontaktu pera a řemenice

Pero splňuje podmínku $p \leq R_{p02}$ proto **vyhovuje**.

6.2. Kontrola náboje řemenice na hřídeli napínadla

Moment na hřídeli napínadla

$$M_{thN} = M_{thM} \cdot i_{1S} \cdot \eta_p = 4173 \cdot 6 \cdot 0,98 = 24537 \text{ Nmm} \quad (6.5)$$

Obvodová síla na hřídeli napínadla

$$F_{thN} = \frac{2 \cdot M_{thN}}{d_{HN}} = \frac{2 \cdot 24537}{30} = 1636 \text{ N} \quad (6.6)$$

Minimální délka náboje řemenice na hřídeli napínadla

Z rovnice 6.1

$$p = \frac{F_{thN}}{t_1 \cdot l_{\min N}} \leq R_{p02} \Rightarrow l_{\min N},$$

tedy

$$l_{\min N} = \frac{F_{thN}}{t_1 \cdot R_{p02}} = \frac{1636}{3,3 \cdot 60} = 8,26 \text{ mm}. \quad (6.7)$$

Volím délku pera $l_{pN} = 20 \text{ mm}$.

Tlak v náboji řemenice na hřídeli napínadla

$$p_N = \frac{F_{thN}}{t_1 \cdot (l_{pN} - b)} = \frac{1636}{3,3 \cdot (20 - 10)} = 49,6 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

Pero splňuje podmínku $p \leq R_{p02}$ proto vyhovuje.

6.3. Kontrola náboje řemenice na hřídeli bubnu

Obvodová síla na hřídeli bubnu

$$F_{thB} = \frac{2 \cdot M_{thB}}{d_{HB}} = \frac{2 \cdot 131228}{30} = 8749 \text{ N} \quad (6.9)$$

Minimální délka náboje na hřídeli bubnu

Z rovnice 6.1

$$p = \frac{F_{thB}}{t_1 \cdot l_{\min B}} \leq R_{p02} \Rightarrow l_{\min B},$$

tedy

$$l_{\min B} = \frac{F_{thB}}{t_1 \cdot R_{p02}} = \frac{8749}{3,3 \cdot 60} = 44,18 \text{ mm}. \quad (6.10)$$

Volím délku pera $l_{pB} = 55 \text{ mm}$.

Tlak v náboji řemenice na hřídeli bubnu

$$p_B = \frac{F_{thB}}{t_1 \cdot (l_{pB} - b)} = \frac{8749}{3,3 \cdot (55 - 10)} = 58,9 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

Pero splňuje podmínku $p \leq R_{p02}$ proto **vyhovuje**.

7. Kontrola hřídelí pohonu

Hřídele jsou zatíženy ohybovým momentem a točivým momentem. Obě tyto složky mají proměnlivý charakter zatěžování v čase. Jelikož nelze zcela jednoznačně stanovit jaké je vzájemné posunutí obou průběhů v čase vůči sobě, uvažuji nejhorší variantu, kdy maxima obou průběhů působí ve stejný okamžik. Hřídele jsou kontrolovány dvěma způsoby:

- staticky,
- dynamicky.

7.1. Kontrola hřídele bubnu

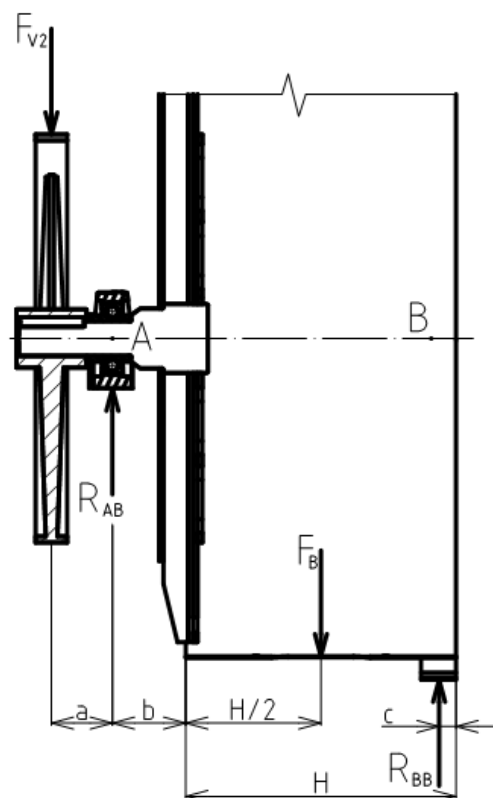
Materiál hřídele volím 11 523. Mechanické vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tabulce 7.1. Hřídel je zatížena od napínání řemene silou $F_{V2} = 1481,76$ N z kapitoly 5.2.2 a silou $F_B = 834$ N spočtenou v kapitole 3.1.3 podle vzorce 3.11. Síly F_{V2} a F_B jsou vůči sobě natočeny o 4° . Natočení ve výpočtu je zanedbáno neboť je dosti malé a jeho zanedbání výsledek téměř neovlivní. Schéma zatížení je znázorněno na obrázku 7.1. Rozměry pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 7.2.

Tab. 7.1 – Mechanické vlastnosti materiálu 11 523 (8)

Mez pevnosti v tahu	$R_m = 490$ MPa
Mez pevnosti v kluzu	$R_e = 355$ MPa
Únavová mez pevnosti v ohybu	$\sigma_{co} = 240$ MPa
Únavová mez pevnosti v krutu	$\tau_{ck} = 170$ MPa

Tab. 7.2 – Rozměry pro výpočet

Rozměry [mm]	
a	52,2
b	59,1
H	1033,8
c	15



Obr. 7.1 – Schéma zatížení

Rovnice rovnováhy

$$\sum F = 0; -F_{V2} + R_{AB} - F_B + R_{BB} = 0 \quad (7.1)$$

$$\sum M_A = 0; -F_{V2} \cdot a + F_B \cdot \left(b + \frac{H}{2}\right) - R_{BB} \cdot (b + H - c) = 0 \quad (7.2)$$

Z rovnice 7.2 plyne

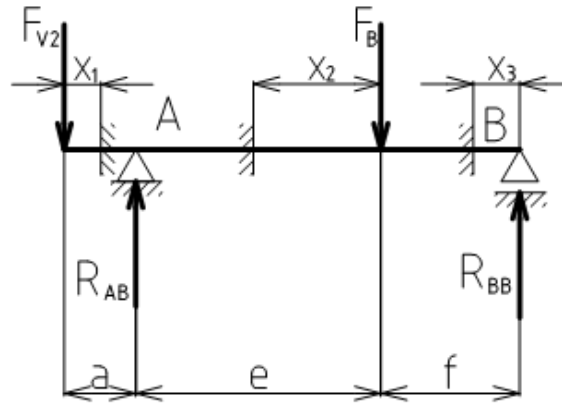
$$R_{BB} = \frac{-F_{V2} \cdot a + F_B \cdot \left(b + \frac{H}{2}\right)}{(b + H - c)} = \frac{-1480,76 \cdot 52,2 + 834 \cdot \left(59,1 + \frac{1033,8}{2}\right)}{59,1 + 1033,8 - 15} = 374 \text{ N.} \quad (7.3)$$

Z rovnice 7.1 plyne

$$R_{AB} = F_{V2} + F_B - R_{BB} = 1480,76 + 834 - 374 = 1941 \text{ N.} \quad (7.4)$$

Výpočet průběhu momentu

Výpočet vychází z obrázku 7.2 a výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 7.3.



Obr. 7.2

$x_1 \in <0; a>$

$$M_{oxB1} = -F_{V2} \cdot x_1 \quad (7.5)$$

pro $x_1 = 0$;

$$M_{oxB1} = 0 \text{ Nmm}$$

pro $x_1 = a$;

$$M_{oxB1} = -F_{V2} \cdot a = -1480,76 \cdot 52,2 = -77296 \text{ Nmm} \quad (7.6)$$

$x_2 \in <0; e>$

$$M_{oxB2} = -F_B \cdot x_2 + R_{BB} \cdot (x_2 + f) \quad (7.7)$$

$$e = b + \frac{H}{2} = 59,1 + \frac{1033,8}{2} = 576 \text{ mm} \quad (7.8)$$

$$f = \frac{H}{2} - c = \frac{1033,8}{2} - 15 = 501,9 \text{ mm} \quad (7.9)$$

pro $x_2 = 0$;

$$M_{oxB2} = R_{BB} \cdot f = 374 \cdot 501,9 = 187796 \text{ Nmm} \quad (7.10)$$

pro $x_2 = e$;

$$M_{oxB2} = -F_B \cdot e + R_{BB} \cdot (e + f) = -834 \cdot 576 + 374 \cdot (576 + 501,9) = -77296 \text{ Nmm} \quad (7.11)$$

$x_3 \in <0; f>$

$$M_{oxB3} = R_{BB} \cdot x_3 \quad (7.12)$$

pro $x_3 = 0$;

$$M_{oxB3} = 0 \text{ Nmm}$$

pro $x_3 = f$;

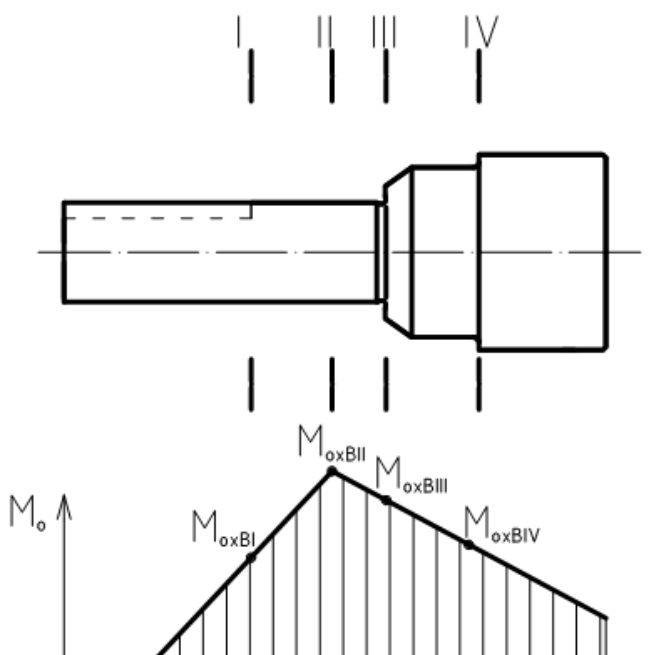
$$M_{oxB3} = R_{BB} \cdot f = 374 \cdot 501,9 = 187796 \text{ Nmm} \quad (7.13)$$

Tab. 7.3 – Výsledky průběhů momentů

$x_1 \in <0;a>$		$x_2 \in <0;e>$		$x_3 \in <0;f>$	
x_1 [mm]	M_{oxB1} [Nmm]	x_2 [mm]	M_{oxB2} [Nmm]	x_3 [mm]	M_{oxB3} [Nmm]
0	0	0	187796	0	0
52,2	-77296	576	-77296	501,9	187796

Nebezpečné průřezy hřídele

Na obrázku 7.3 jsou znázorněny nebezpečné průřezy hřídele bubnu, ve kterých budu provádět statickou a dynamickou kontrolu. V tabulce 7.4 jsou vyčíslené hodnoty momentů v nebezpečných průřezech. Tyto hodnoty byly spočteny na základě rovnic 7.5 a 7.7.



Obr. 7.3 – Průběh ohybového momentu na hřídeli

Tab. 7.4 – Ohybové momenty v kritických místech

Průřez	$x_1 \in <0;a>$		$x_2 \in <0;e>$	
	x_1 [mm]	M_{oxBi} [Nmm]	x_2 [mm]	M_{oxBi} [mm]
I	24,2	-35834	-	-
II	52,2	-77296	-	-
III	-	-	562	-70852
IV	-	-	534	-57966

7.1.1. Statická kontrola hřídele

Výsledky statické kontroly jsou uvedeny v tabulce 7.5. Ohybové momenty v jednotlivých průřezích jsou pro výpočet brány v absolutní hodnotě z tabulky 7.4. V průřezích také působí točivý moment M_{thB} , který byl spočítán v kapitole 3.1.1. Výpočet

redukovaného napětí je vypočítán dle Guesta, neboť hřídel má významnější smykové napětí než ohybové. Pro statickou kontrolu je volena minimální bezpečnost $k_{sBmin} = 1,3$.

Příklad výpočtu pro průřez I

- Ohybové napětí hřídele bubnu σ_{oBi}

$$\sigma_{oBi} = \frac{32 \cdot M_{oxBi}}{\pi \cdot d_{HBI}^3} = \frac{32 \cdot 35834}{\pi \cdot 25,3^3} = 22,5 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

- Kroutící napětí hřídele bubnu τ_{kBi}

$$\tau_{kBi} = \frac{16 \cdot M_{thB}}{\pi \cdot d_{HBI}^3} = \frac{16 \cdot 131228}{\pi \cdot 25,3^3} = 41,3 \text{ MPa} \quad (7.11)$$

- Redukované napětí hřídele bubnu σ_{redBi}

$$\sigma_{redBi} = \sqrt{\sigma_{oBi}^2 + 4 \cdot \tau_{kBi}^2} = \sqrt{22,5^2 + 4 \cdot 41,3^2} = 85,6 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

- Statická bezpečnost hřídele bubnu k_{sBi}

$$k_{sBi} = \frac{R_e}{\sigma_{redBi}} = \frac{355}{85,6} = 4,15 \quad (7.13)$$

Tab. 7.5 – Výsledky statické kontroly

Průřez	d_{HBI} [mm]	M_{oxBi} [Nmm]	σ_{oBi} [MPa]	τ_{kBi} [MPa]	σ_{redBi} [MPa]	k_{sBi} [-]
I	25,3	35834	22,5	41,3	85,6	4,15
II	30	77296	29,2	24,8	57,5	6,18
III	29,2	70852	29,0	26,8	61,0	5,82
IV	51,3	57966	4,4	5,0	10,8	32,80

Všechny statické bezpečnosti $k_{sBi} > k_{sBmin}$ **hřídel staticky vyhovuje.**

7.1.2. Dynamická kontrola

Do dynamické kontroly vstupují dvě proměnlivé složky zatížení, které způsobují ohybové a smykové napětí, protože není známa přímá závislost mezi těmito napětími, posuzují se obě tyto složky nezávisle na sobě.

Ohyb

Hřídel je zatížena střídavě souměrným ohybem, který způsobuje statická síla F_B (kapitola 3.1.3) vlivem otáčení hřídele.

Volba součinitelů

Průřez I

- Vrubový součinitel β_σ (7)

$$\beta_{\sigma} = 1,7$$

- *Součinitel velikosti ε_v (9)*

$$D = 30 \text{ mm} \rightarrow \varepsilon_v = 0,86$$

- *Součinitel jakosti povrchu η_p (9)*

$$R_a = 3,2 \rightarrow \eta_p = 0,88$$

Průřez II

- *Součinitel velikosti ε_v (9)*

$$D = 30 \text{ mm} \rightarrow \varepsilon_v = 0,86$$

- *Součinitel jakosti povrchu η_p (9)*

$$R_a = 0,8 \rightarrow \eta_p = 0,94$$

Průřez III

- *Tvarový součinitel α_{σ} (9)*

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{1,2}{29,2} = 0,04 \\ \frac{D}{d} = \frac{40}{29,2} = 1,37 \end{array} \right\} \rightarrow \alpha_{\sigma} = 2,05$$

- *Součinitele vrubové citlivosti $q_{1,2}$ (9)*

$$\rho = 1,2 \text{ mm} \rightarrow q_1 = 0,52 \text{ a } q_2 = 0,67$$

- *Součinitel velikosti ε_v (9)*

$$D = 29,2 \text{ mm} \rightarrow \varepsilon_v = 0,87$$

- *Součinitel jakosti povrchu η_p (9)*

$$R_a = 6,3 \rightarrow \eta_p = 0,85$$

Průřez IV

- *Tvarový součinitel α_{σ} (9)*

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{1,5}{51,3} = 0,029 \\ \frac{D}{d} = \frac{59}{51,3} = 1,15 \end{array} \right\} \rightarrow \alpha_{\sigma} = 2,25$$

- *Součinitele vrubové citlivosti $q_{1,2}$ (9)*

$$\rho = 1,5 \text{ mm} \rightarrow q_1 = 0,54 \text{ a } q_2 = 0,71$$

- *Součinitel velikosti ε_v (9)*

$$D = 51,3 \text{ mm} \rightarrow \varepsilon_v = 0,80$$

- Součinitel jakosti povrchu η_p (9)

$$R_a = 6,3 \rightarrow \eta_p = 0,85$$

Příklad výpočtu pro průřez III

- součinitel vrubové citlivosti pro ohyb q_i (9)

$$q_{III} = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5(0,52 + 0,67) = 0,595 \quad (7.14)$$

- vrubový součinitel dle Thuma $\beta_{\sigma i}$ (9)

$$\beta_{\sigma III} = 1 + (\alpha_{\sigma III} - 1) \cdot q_{III} = 1 + (2,05 - 1) \cdot 0,595 = 1,62 \quad (7.15)$$

- skutečná mez únavy σ_{ci}^*

$$\sigma_{cIII}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_{vIII} \cdot \eta_{pIII}}{\beta_{\sigma III}} = 240 \cdot \frac{0,87 \cdot 0,85}{1,62} = 109 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

- dynamická bezpečnost pro ohyb $k_{\sigma i}$

$$k_{\sigma III} = \frac{\sigma_{cIII}^*}{\sigma_{oIII}} = \frac{109}{29} = 3,77 \quad (7.17)$$

Pozn.: Pro průřez I je vrubový součinitel β_{σ} odečten přímo z grafu v (7).

Tab. 7.6 – Výsledky dynamické kontroly pro ohyb

Průřez	d_{HBi} [mm]	$M_{oXB i}$ [Nmm]	σ_{oBi} [MPa]	$\alpha_{\sigma i}$ [-]	q_{1i} [-]	q_{2i} [-]	q_i [-]
I	30	35834	13,5	-	-	-	-
II	30	77296	29,2	-	-	-	-
III	29,2	70852	29,0	2,05	0,52	0,67	0,595
IV	51,3	57966	4,4	2,25	0,54	0,71	0,625
Průřez	$\beta_{\sigma i}$ [-]	ε_{vi} [-]	η_{pi} [-]	σ_c [MPa]	σ_{ci}^* [MPa]	$k_{\sigma i}$ [-]	
I	1,7	0,86	0,88	240	107	7,90	
II	1	0,86	0,94	240	194	6,65	
III	1,62	0,87	0,85	240	109	3,77	
IV	1,78	0,80	0,85	240	92	20,95	

Krut

Hřídel je zatížena momentovým spektrem zatížení (obr. 3.6). Toto spektrum přepočtu na spektrum napětí pro průřez s nejnižší skutečnou únavovou mezí pevnosti ve smyku τ_c^* . Vypočtené hodnoty τ_c^* jsou uvedeny v tabulce 7.8.

Volba součinitelů

Součinitele velikosti ε_v jsou stejné jako u ohybu (Tab. 7.6).

Průřez I

- Tvarový součinitel α_{ti} (9)

$$\alpha_d = 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{\rho} = 2 + 0,05 \cdot \frac{10}{0,6} = 2,83 \quad (7.22)$$

b ... šířka pera z tabulky 6.2

- Součinitel vrubové citlivosti q_τ (9)

$$\rho = 0,6 \text{ mm} \rightarrow q_\tau = 0,52$$

Průřez III

- Tvarový součinitel α_τ (9)

$$\left. \begin{aligned} \frac{r}{d} &= \frac{1,2}{29,2} = 0,04 \\ \frac{D}{d} &= \frac{40}{29,2} = 1,37 \end{aligned} \right\} \rightarrow \alpha_\tau = 1,78$$

- Součinitele vrubové citlivosti q_τ (9)

$$\rho = 1,2 \text{ mm} \rightarrow q_\tau = 0,67$$

Průřez IV

- Tvarový součinitel α_τ (9)

$$\left. \begin{aligned} \frac{r}{d} &= \frac{1,5}{51,3} = 0,029 \\ \frac{D}{d} &= \frac{59}{51,3} = 1,15 \end{aligned} \right\} \rightarrow \alpha_\tau = 1,78$$

- Součinitele vrubové citlivosti q_τ (9)

$$\rho = 1,5 \text{ mm} \rightarrow q_\tau = 0,71$$

Tab. 7.7 – Součinitele

Průřez	d_{HBi} [mm]	$\alpha_{\tau i}$ [-]	$q_{\tau i}$ [-]	$\theta_{\tau i}$ [-]	ε_{vi} [-]	$\eta_{p\tau i}$ [-]
I	30	2,83	0,52	1,95	0,86	0,94
II	30	-	-	1,00	0,86	0,97
III	29,2	1,78	0,67	1,52	0,87	0,93
IV	51,3	1,78	0,71	1,55	0,80	0,93

Příklad výpočtu pro průřez III

- Součinitel jakosti povrchu $\eta_{p\tau i}$ (9)

$$\eta_{p\tau iii} = 0,5 \cdot (1 + \eta_{p\tau iii}) = 0,5 \cdot (1 + 0,85) = 0,93 \quad (7.18)$$

- vrubový součinitel dle Thuma $\beta_{\tau i}$ (9)

$$\beta_{\tau iii} = 1 + (\alpha_{\tau iii} - 1) \cdot q_{\tau iii} = 1 + (1,78 - 1) \cdot 0,67 = 1,52 \quad (7.19)$$

- skutečná mez únavy τ_{ci}^*

$$\tau_{cIII}^* = \tau_c \cdot \frac{\varepsilon_{vIII} \cdot \eta_{pIII}}{\beta_{dIII}} = 170 \cdot \frac{0,87 \cdot 0,93}{1,52} = 90 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

- Skutečná citlivost k asymetrii cyklu ψ_i^*

$$\psi_{III}^* = \psi \cdot \frac{\varepsilon_{vIII} \cdot \eta_{pIII}}{\beta_{dIII}} = 0,05 \cdot \frac{0,87 \cdot 0,93}{1,52} = 0,026 \quad (7.21)$$

ψ ... součinitel citlivosti k asymetrii cyklu (9)

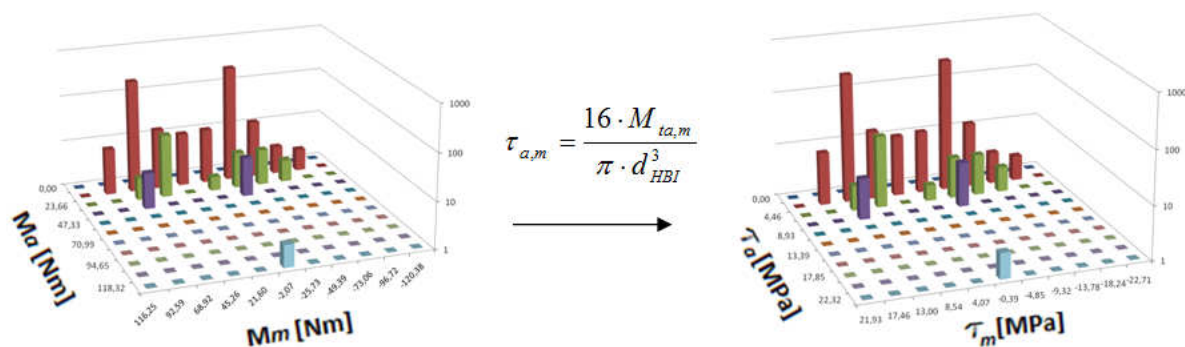
Tab. 7.8 – Únavová mez pevnosti ve smyku

Průřez	τ_c [-]	ψ [-]	τ_{ci}^* [-]	ψ_i^* [-]
I	170	0,05	70	0,021
II	170	0,05	142	0,042
III	170	0,05	90	0,026
IV	170	0,05	81	0,024

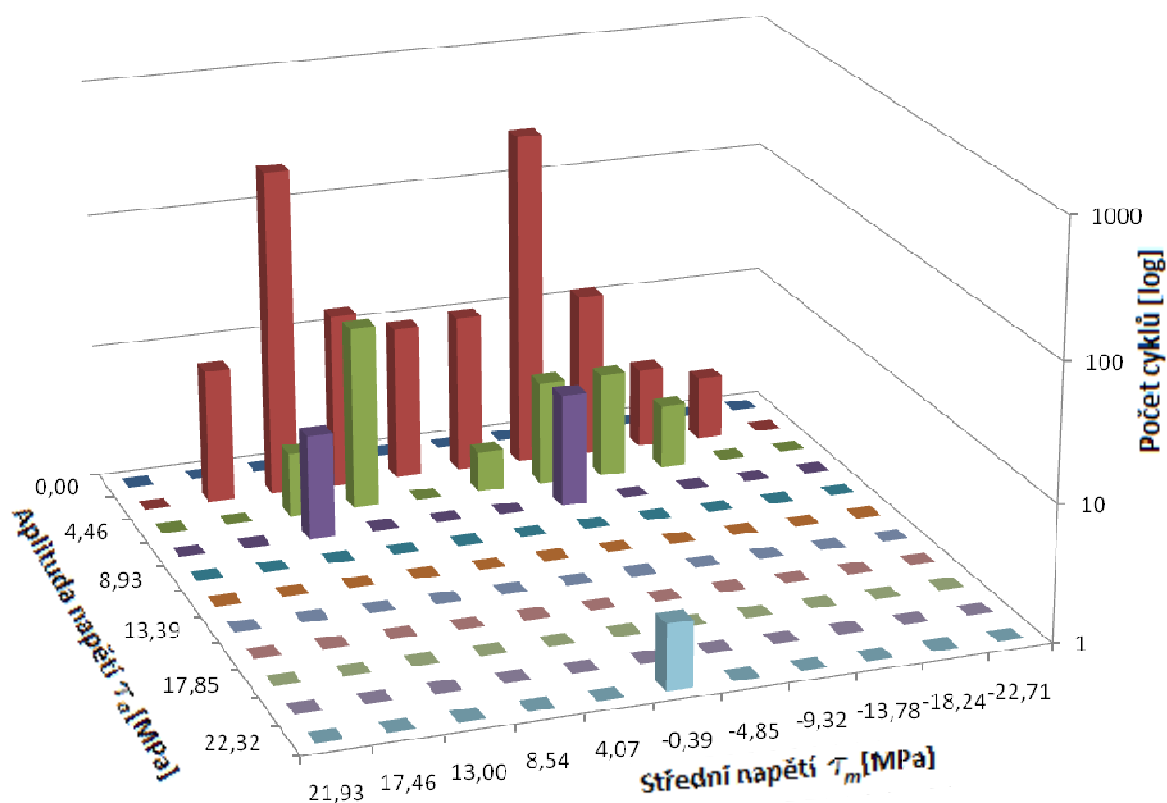
Z tabulky 7.8 vyplývá, že nejnižší τ_c^* má průřez I. V tomto průřezu je z momentového spektra (obr. 3.6) vypočteno napětíové spektrum (obr. 7.5). Matice tohoto spektra je uvedena

v příloze 3. Výpočet je proveden dle vzorce $\tau_{a,m} = \frac{16 \cdot M_{ta,m}}{\pi \cdot d_{HBI}^3} \quad (7.23)$

a grafické znázornění výpočtu je na obrázku 7.4.



Obr. 7.4



Obr. 7.5 – Četnost výskytů amplitud zatížení ve vztahu k jejich střední hodnotě pro průřez I

Z obrázku 7.5 je zřejmé, že všechny amplitudy napětí τ_a se nachází pod skutečnou mezí únavy $\tau_c^* = 70$ MPa. Zanedbává se zde skutečnost, že pro každé střední napětí τ_m je jiné dovolené τ_A^* , neboť

$$\tau_A^* = \tau_c^* - \psi^* \cdot \tau_m \quad (7.24)$$

kde

$$\psi^* \cdot \tau_m \rightarrow 0. \quad (7.25)$$

Z toho plyne, že

$$\tau_A^* \approx \tau_c^*. \quad (7.26)$$

Protože se nachází všechny hladiny τ_a pod skutečnou mezí únavy τ_c^* provedl jsem výpočet bezpečnosti k mezi únavy pro všechny nebezpečné průřezy, které se zatíží nejvyšší amplitudou momentu $M_{ta} = 118317$ Nmm se střední hodnotou momentu $|M_{tm}| = 2066$ Nmm. Pro výpočet bezpečnosti stále uvažuji rovnost dle vzorce 7.26. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 7.9.

Příklad výpočtů pro průřez I

- amplitudu kroutícího napětí τ_{kai}

$$\tau_{kal} = \frac{16 \cdot M_{ta}}{\pi \cdot d_{HBI}^3} = \frac{16 \cdot 118317}{\pi \cdot 30^3} = 22,3 \text{ MPa} \quad (7.27)$$

- střední hodnota krouticího napětí τ_{kmi}

$$\tau_{kmi} = \frac{16 \cdot M_{tm}}{\pi \cdot d_{HBI}^3} = \frac{16 \cdot 2066}{\pi \cdot 30^3} = 0,4 \text{ MPa} \quad (7.28)$$

- dynamická bezpečnost pro krut k_{ti}

$$k_{ti} = \frac{\tau_{ci}^*}{\tau_{kai}} = \frac{70}{22,3} = 3,15 \quad (7.29)$$

Tab. 7.9 – Bezpečnosti k mezi únavy

Průřez	d_{HBI} [mm]	M_{ta} [Nmm]	M_{tm} [Nmm]	τ_{kai} [MPa]	τ_{kmi} [MPa]	k_{ti} [-]
I	30	118317	2066	22,3	0,4	3,15
II	30			22,3	0,4	6,35
III	29,2			24,2	0,4	3,71
IV	51,3			4,5	0,1	18,14

Celková dynamická bezpečnost

Celková dynamická bezpečnost s nezávislými ohybovými a smykovými složky se počítá dle (9) ze vzorce $k_c = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}}$. (7.30)

Součinitel minimální bezpečnosti volím dle zásad v literatuře (9) $k_{cmin} = 1,2$. Výsledky celkové dynamické bezpečnosti jsou uvedeny v tabulce 7.10.

Tab. 7.10 – Celková dynamická bezpečnost jednotlivých kritických průřezů hřídele

Průřez	k_{ci} [-]
I	2,93
II	4,59
III	2,64
IV	13,71

Všechny $k_{ci} > k_{cmin}$ **hřídel bubnu vyhovuje.**

7.2. Kontrola hřídele napínadla

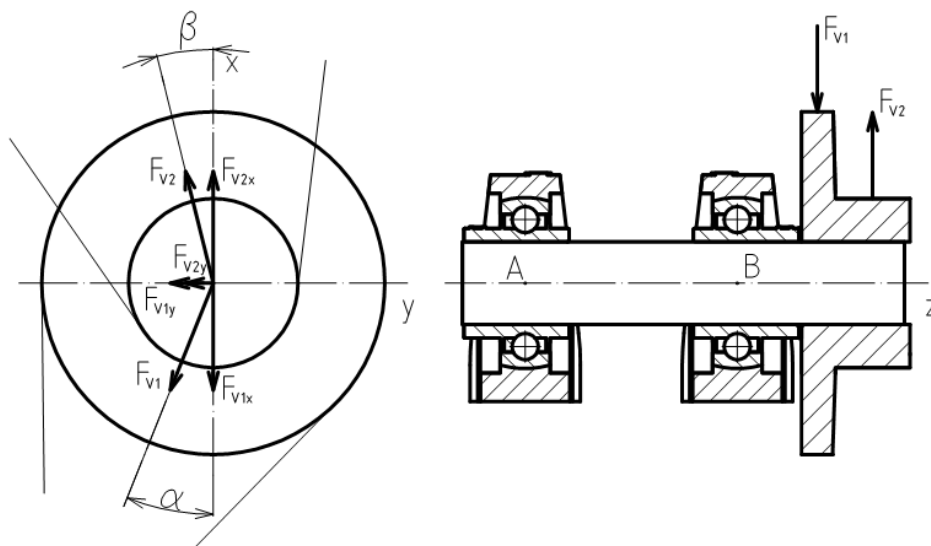
Na základě kapitoly 7.1, kde napětí vycházela značně malá oproti dovoleným hodnotám, budu provádět pouze statickou kontrolu hřídele se zvýšenou minimální bezpečností $k_{sNmin} = 3$ (v reálném provozu by navíc došlo ke změně spektra zatížení a snížení špiček napětí na hřídeli napínadla vlivem pružnosti řemenu).

Hřídel napínadla je zatížen točivým momentem $M_{thN} = 24537 \text{ Nmm}$ (vzorec 6.5) a silami $F_{V1} = 268,98 \text{ N}$ (kapitola 5.2.1) a $F_{V2} = 1480,76 \text{ N}$ (kapitola 5.2.2).

Materiál hřídele volím ocel 11 500. Mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 7.11.

Tab. 7.11 – Mechanické vlastnosti materiálu 11 500 (8)

Mez pevnosti v tahu	$R_m = 470 \text{ MPa}$
Mez pevnosti v kluzu	$R_e = 285 \text{ MPa}$

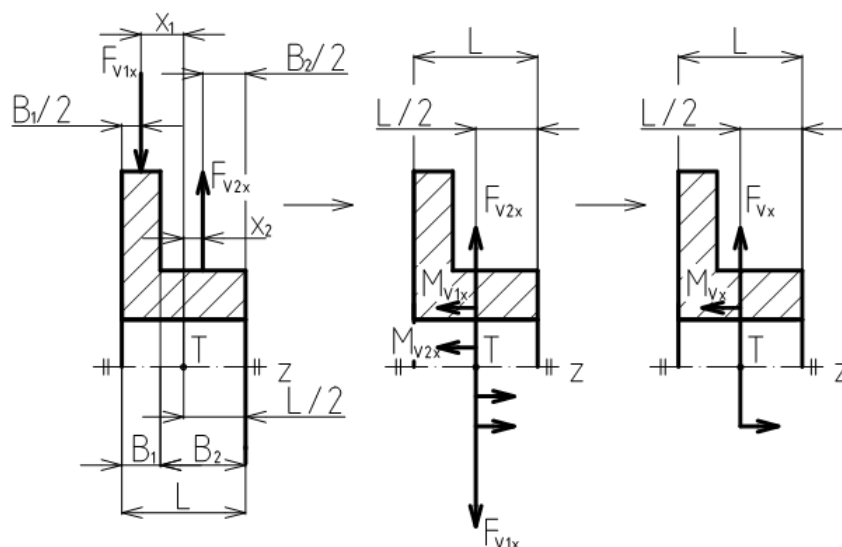


Obr. 7.5 – Schéma zatížení hřídele

Na obrázku 7.5 je vidět, že napínací síly F_{V2} a F_{V1} působí každá v jiné rovině (ve směru osy Z), takže vnáší do hřídele další ohybový moment. Z tohoto důvodu jsem výpočet rozdělil do navzájem kolmých rovin x - z a y - z .

7.2.1. Výpočet v rovině x - z

Pro výpočet jsem nahradil síly F_{V2} a F_{V1} působící na řemenici, silou F_{Vx} a momentem M_{Vx} , které budou působit v bodě T, dle obrázku 7.6 (přesun zatížení do bodu T je z důvodu snazšího odvození rovnic rovnováhy). Zatížení hřídele napínadla se pak bude počítat dle obrázku 7.7. Rozměry a zatěžující síly jsou uvedeny v tabulce 7.12 a 7.13.



Obr. 7.6 – Nahrazení sil F_{v2} a F_{v1}

Výpočet rozměrů:

$$x_1 = \frac{L}{2} - \frac{B_1}{2} = \frac{39,28}{2} - \frac{8,28}{2} = 15,5 \text{ mm} \quad (7.31)$$

$$x_2 = \frac{L}{2} - \frac{B_2}{2} = \frac{39,28}{2} - \frac{27}{2} = 6,14 \text{ mm} \quad (7.32)$$

Tab. 7.12 – Rozměry délkové a úhlové

Rozměry	
a [mm]	42,84
b [mm]	76,80
L [mm]	39,28
B_1 [mm]	8,28
B_2 [mm]	27,00
x_1 [mm]	15,50
x_2 [mm]	6,14
α [°]	19,47
θ [°]	4,10

Výpočet zatížení rozloženého do roviny x - z :

$$F_{v1x} = F_{v1} \cdot \cos \alpha = 269 \cdot \cos 19,47 = 253,6 \text{ N} \quad (7.33)$$

$$F_{v2x} = F_{v2} \cdot \cos \beta = 1481 \cdot \cos 4,1 = 1477,2 \text{ N} \quad (7.34)$$

$$F_{vx} = F_{v2x} - F_{v1x} = 1477 - 254 = 1223,6 \text{ N} \quad (7.35)$$

$$M_{v1x} = F_{v1x} \cdot x_1 = 253,6 \cdot 15,5 = 3931 \text{ Nmm} \quad (7.36)$$

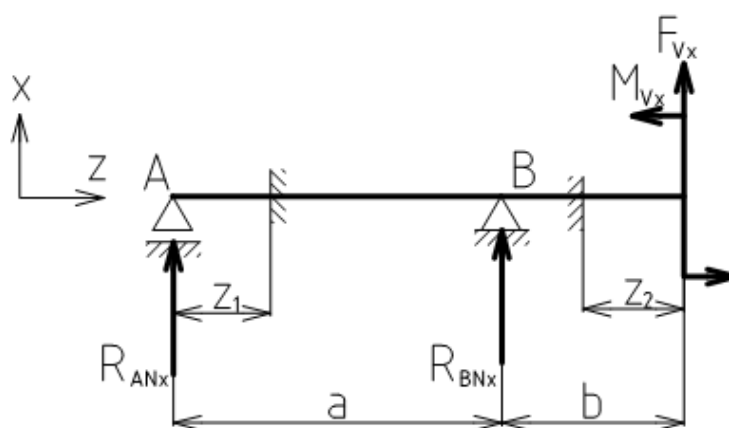
$$M_{v2x} = F_{v2x} \cdot x_2 = 1477,2 \cdot 6,14 = 9070 \text{ Nmm} \quad (7.37)$$

$$M_{vx} = M_{v2x} + M_{v1x} = 9070 + 3931 = 13001 \text{ Nmm} \quad (7.38)$$

Tab. 7.13 – Zatížení hřídele napínadla v rovině x-z

Zatížení		
F_{v1}	[N]	269,0
F_{v2}	[N]	1481,0
F_{v1x}	[N]	253,6
F_{v2x}	[N]	1477,2
F_{vx}	[N]	1223,6
M_{v1x}	[Nmm]	3931
M_{v2x}	[Nmm]	9070
M_{vx}	[Nmm]	13001

Výsledné schéma zatížení hřídele v rovině x-z



Obr. 7.7 – Schéma zatížení v rovině x-z

Rovnice rovnováhy

$$\sum F_x = 0; R_{ANx} + R_{BNx} + F_{vx} = 0 \quad (7.39)$$

$$\sum M_A = 0; -R_{BNx} \cdot a - M_{vx} - F_{vx} \cdot (a + b) = 0 \quad (7.40)$$

Z rovnice 7.40 plyne

$$R_{BNx} = \frac{-M_{vx} - F_{vx} \cdot (a + b)}{a} = \frac{-13001 - 1223,6 \cdot (42,84 + 76,8)}{42,84} = -3721 \text{ N.} \quad (7.41)$$

Z rovnice 7.39 plyne

$$R_{ANx} = -R_{BNx} - F_{vx} = -(-3721) + 1223,6 = 2497 \text{ N.} \quad (7.42)$$

Výpočet průběhu momentu

Výsledky jsou shrnuty v tabulce 7.14.

$z_1 \in <0; a>$

$$M_{oxN1} = R_{ANx} \cdot z_1 \quad (7.43)$$

pro $z_1 = 0$;

$$M_{oxN1} = 0 \text{ Nmm} \quad (7.44)$$

pro $z_1 = a$;

$$M_{oxN1} = R_{ANx} \cdot a = 2497 \cdot 42,84 = 106973 \text{ Nmm} \quad (7.45)$$

$z_2 \in <0; b>$

$$M_{oxN2} = F_{vx} \cdot z_2 + M_{vx} \quad (7.46)$$

pro $z_2 = 0$;

$$M_{oxN2} = M_{vx} = 13001 \text{ Nmm} \quad (7.47)$$

pro $z_2 = b$;

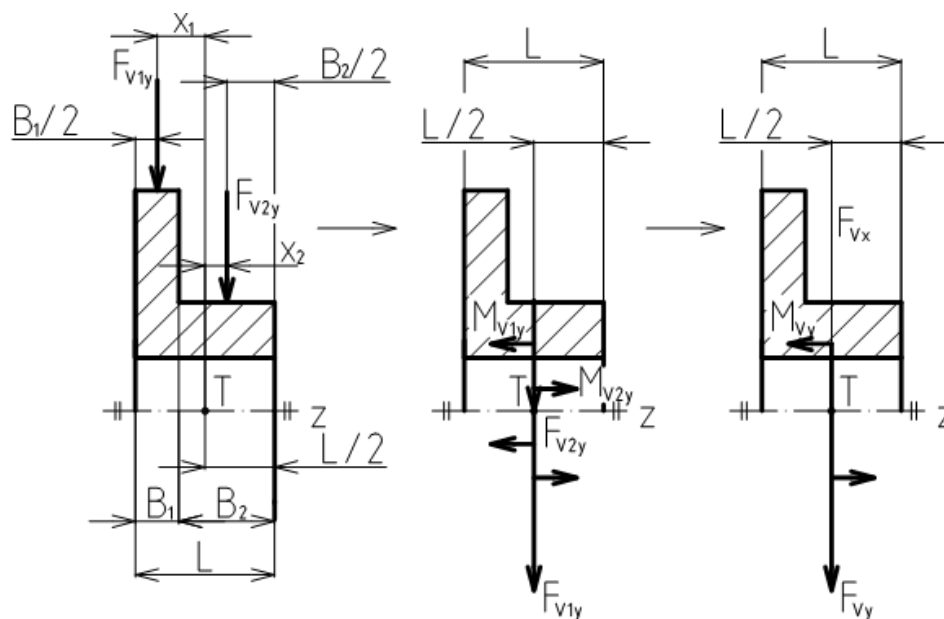
$$M_{oxN2} = F_{vx} \cdot b + M_{vx} = 1223,6 \cdot 76,8 + 13001 = 106973 \text{ Nmm} \quad (7.48)$$

Tab. 7.14 – průběhy momentu

$z_1 \in <0; a>$		$z_2 \in <0; b>$	
$z_1 [\text{mm}]$	$M_{oxN1} [\text{Nmm}]$	$z_2 [\text{mm}]$	$M_{oxN2} [\text{Nmm}]$
0	0	0	13001
42,84	106973	76,8	106973

7.2.2. Výpočet v rovině y-z

Pro výpočet se nahradí síly F_{V2} a F_{V1} působící na řemenici, silou F_{Vy} a momentem M_{Vy} , které budou působit v bodě T, dle obrázku 7.8 (přesun zatížení do bodu T je z důvodu snazšího odvození rovnic rovnováhy). Zatížení hřídele napínadla se pak bude počítat dle obrázku 7.9. Rozměry a zatěžující síly jsou uvedeny v tabulce 7.12 a 7.15.



Obr. 7.8 – Nahrazení sil F_{V2} a F_{V1}

Výpočet zatížení rozloženého do roviny y-z:

$$F_{v1y} = F_{v1} \cdot \sin \alpha = 269 \cdot \sin 19,47 = 89,7 \text{ N} \quad (7.49)$$

$$F_{v2y} = F_{v2} \cdot \sin \beta = 1481 \cdot \sin 4,1 = 105,9 \text{ N} \quad (7.50)$$

$$F_{vy} = F_{v1y} + F_{v2y} = 89,7 + 109,9 = 195,5 \text{ N} \quad (7.51)$$

$$M_{v1y} = F_{v1y} \cdot x_1 = 89,7 \cdot 15,5 = 1390 \text{ N} \quad (7.52)$$

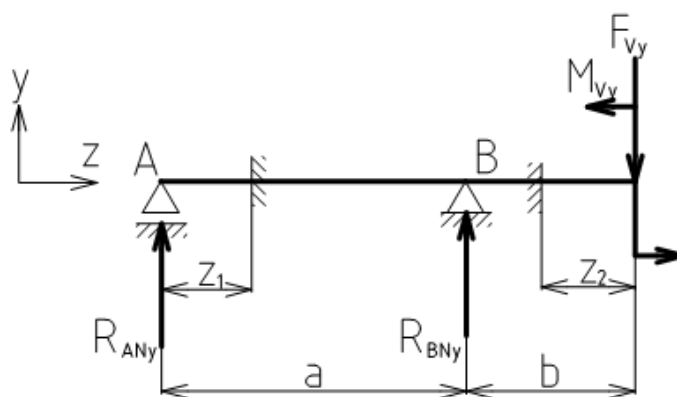
$$M_{v2y} = F_{v2y} \cdot x_1 = -105,9 \cdot 6,14 = -650 \text{ N} \quad (7.53)$$

$$M_{vy} = M_{v1y} + M_{v2y} = 1390 - 650 = 740 \text{ N} \quad (7.54)$$

Tab. 7.15 – Zatížení hřídele napínadla v rovině y-z

Zatížení	
F_{v1} [N]	269,0
F_{v2} [N]	1481,0
F_{v1y} [N]	89,7
F_{v2y} [N]	105,9
F_{vy} [N]	195,5
M_{v1y} [Nmm]	1390
M_{v2y} [Nmm]	-650
M_{vy} [Nmm]	740

Výsledné schéma zatížení hřídele v rovině y-z



Obr. 7.9 – Schéma zatížení v rovině y-z

Rovnice rovnováhy

$$\sum F_y = 0; R_{ANy} + R_{BNy} - F_{vy} = 0 \quad (7.55)$$

$$\sum M_A = 0; -R_{BNy} \cdot a - M_{vy} + F_{vy} \cdot (a + b) = 0 \quad (7.56)$$

Z rovnice 7.56 plyne

$$R_{BNy} = \frac{-M_{vy} + F_{vy} \cdot (a + b)}{a} = \frac{-740 + 195,5 \cdot (42,84 + 726,8)}{42,84} = 529 \text{ N.} \quad (7.57)$$

Z rovnice 7.55 plyne

$$R_{ANy} = -R_{BNy} + F_{vy} = -529 + 195,5 = -333 \text{ N.} \quad (7.58)$$

Průběhy momentů

Výsledky jsou uvedeny v tabulce 7.16.

$z_1 \in <0; a>$

$$M_{oyN1} = R_{ANy} \cdot z_1 \quad (7.59)$$

pro $z_1 = 0$;

$$M_{oyN1} = 0 \text{ Nmm}$$

pro $z_1 = a$;

$$M_{oyN1} = R_{ANy} \cdot a = -333 \cdot 42,84 = -14279 \text{ Nmm} \quad (7.60)$$

$z_2 \in <0; b>$

$$M_{oyN2} = -F_{vy} \cdot z_2 + M_{vy} \quad (7.61)$$

pro $z_2 = 0$;

$$M_{oyN2} = M_{vy} = 740 \text{ Nmm} \quad (7.62)$$

pro $z_2 = b$;

$$M_{oyN2} = -F_{vy} \cdot b + M_{vy} = -195,5 \cdot 76,8 + 740 = -14279 \text{ Nmm} \quad (7.63)$$

Tab. 7.16 - Průběh momentu v rovině y-z

$z_1 \in <0; a>$		$z_2 \in <0; b>$	
$z_1 [\text{mm}]$	$M_{oyN1} [\text{Nmm}]$	$z_2 [\text{mm}]$	$M_{oyN2} [\text{Nmm}]$
0	0	0	740
42,84	-14279	76,8	-14279

7.2.3. Výsledné reakce v ložiscích a výsledný průběh momentu

Výsledné reakce a momenty jsem přepočítal do obecné roviny pomocí Pythagorovy věty.

Výsledné reakce v ložiscích

$$R_{AN} = \sqrt{R_{ANx}^2 + R_{ANy}^2} = \sqrt{2497^2 + 333^2} = 2519 \text{ N} \quad (7.64)$$

$$R_{BN} = \sqrt{R_{BNx}^2 + R_{BNy}^2} = \sqrt{3721^2 + 529^2} = 3758 \text{ N} \quad (7.65)$$

Výsledný průběh momentu

Výsledky průběhu jsou uvedeny v tabulce 7.17 a průběh je znázorněn na obrázku 7.10, kde jsou i naznačeny nebezpečné průřezy na hřídeli napínadla. Hodnoty momentů v nebezpečných průřezích jsou uvedeny v tabulce 7.18.

Použité vzorce k přepočtu výsledného průběhu momentu

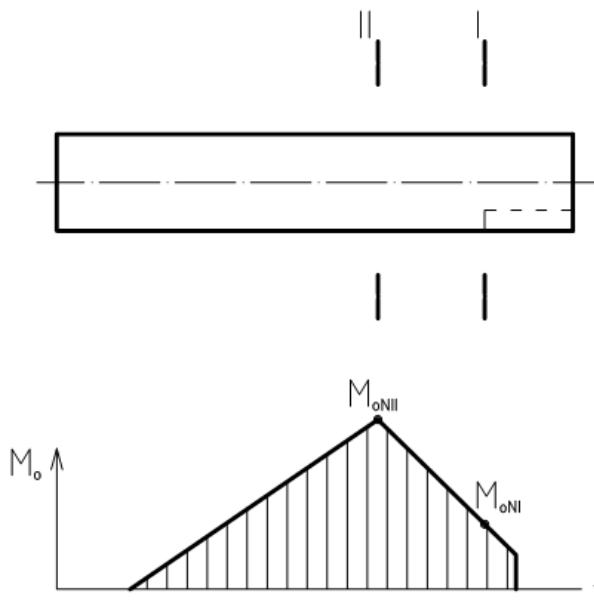
$$M_{oN1} = \sqrt{M_{oxN1}^2 + M_{oyN1}^2} \quad (7.66)$$

$$M_{oN2} = \sqrt{M_{oxN2}^2 + M_{oyN2}^2} \quad (7.67)$$

Tab. 7.17 – Výsledný průběh momentu

$z_1 \in <0;a>$		$z_2 \in <0;b>$	
$z_1 [\text{mm}]$	$M_{oN1} [\text{Nmm}]$	$z_2 [\text{mm}]$	$M_{oN2} [\text{Nmm}]$
0	0	0	13022
42,84	107922	76,8	107922

Nebezpečné průřezy



Obr. 7.10 – Výsledný průběh s vyznačenými nebezpečnými průřezy

Tab. 7.18 - Hodnoty momentů v nebezpečných průřezích

Průřez	$z_1 [\text{mm}]$	$M_{oNi} [\text{Nmm}]$
I	11,36	28618
II	42,84	107922

7.2.4. Statická kontrola hřídele

Hřídel napínadla je kontrolována v nebezpečných průřezích viz obrázek 7.10. Na hřídel působí kombinované namáhání (ohyb a krut), proto je počítáno redukované napětí dle Guesta (Guesta jsem použil z důvodu větší bezpečnosti). Výsledky statické kontroly jsou uvedeny v tabulce 7.19.

Příklad výpočtu pro průřez II

- Ohybové napětí hřídele napínadla σ_{oNi}

$$\sigma_{oNII} = \frac{32 \cdot M_{oNII}}{\pi \cdot d_{HNII}^3} = \frac{32 \cdot 107922}{\pi \cdot 30^3} = 40,7 \text{ MPa} \quad (7.68)$$

- Kroutící napětí hřídele bubnu τ_{kNi}

$$\tau_{kNII} = \frac{16 \cdot M_{thN}}{\pi \cdot d_{HNII}^3} = \frac{16 \cdot 24537}{\pi \cdot 30^3} = 4,6 \text{ MPa} \quad (7.69)$$

- Redukované napětí hřídele napínadla σ_{redNi}

$$\sigma_{redNII} = \sqrt{\sigma_{oNII}^2 + 4 \cdot \tau_{kNII}^2} = \sqrt{40,7^2 + 4 \cdot 4,6^2} = 41,8 \text{ MPa} \quad (7.70)$$

- Statická bezpečnost hřídele napínadla k_{Ni}

$$k_{NII} = \frac{R_e}{\sigma_{redNII}} = \frac{285}{41,8} = 6,83 \quad (7.71)$$

Tab. 7.19 – Výsledky statické kontroly

Průřez	d_{HNi} [mm]	M_{oNi} [Nmm]	σ_{oNi} [MPa]	τ_{kNi} [MPa]	σ_{redNi} [MPa]	k_{Ni} [-]
I	25,3	28618	18,1	7,7	23,8	14,92
II	30	107922	40,7	4,6	41,8	6,83

Všechny $k_{Ni} > k_{sNmin}$ **hřídel vyhovuje.**

8. Kontrola kuličkových ložisek

Ložiska jsou navržena na standardní životnost $L_{hmin} = 10000$ hod (tato hodnota byla volena na základě konzultace s firmou Primus) a jsou počítána podle vzorce na základní

$$\text{životnost } L_h = \left(\frac{C}{R}\right)^p \cdot \frac{16667}{n} \quad (8.1)$$

- R ... reakce v daném místě hřídele
- C ... dynamická únosnost ložiska (10)
- p ... exponent
- n ... otáčky dané hřídele

Ložiska jsou zatíženy pouze radiálními silami.

8.1. Ložisko hřídele bubnu

Zvolil jsem ložiskovou jednotku SYK 30 TR z (10) a je umístěna v bodě A na obrázku 7.1. Výpočet je uveden v tabulce 8.1.

Tab. 8.1 – Výpočet ložiska SYK 30 TR

R_{AB} [N]	C [N]	p [-]	n_B [min^{-1}]	L_{hAB} [hod]
1941	19500	3,0	42	402386

$L_{hmin} < L_{hAB}$ ložisko vyhovuje.

8.2. Ložiska hřídele napínadla

Zvolil jsem jednotky SYK 30 TR z (10) a jsou umístěny v bodech A a B na obrázku 7.5. Výpočet je uveden v tabulce 8.2 a 8.3.

Tab. 8.2 – Výpočet v místě A

R_{AN} [N]	C [N]	p [-]	n_N [min^{-1}]	L_{hAN} [hod]
2519	19500	3	232,5	33248

Tab. 8.3 – Výpočet v místě B

R_{BN} [N]	C [N]	p [-]	n_N [min^{-1}]	L_{hBN} [hod]
3758	19500	3	232,5	10015

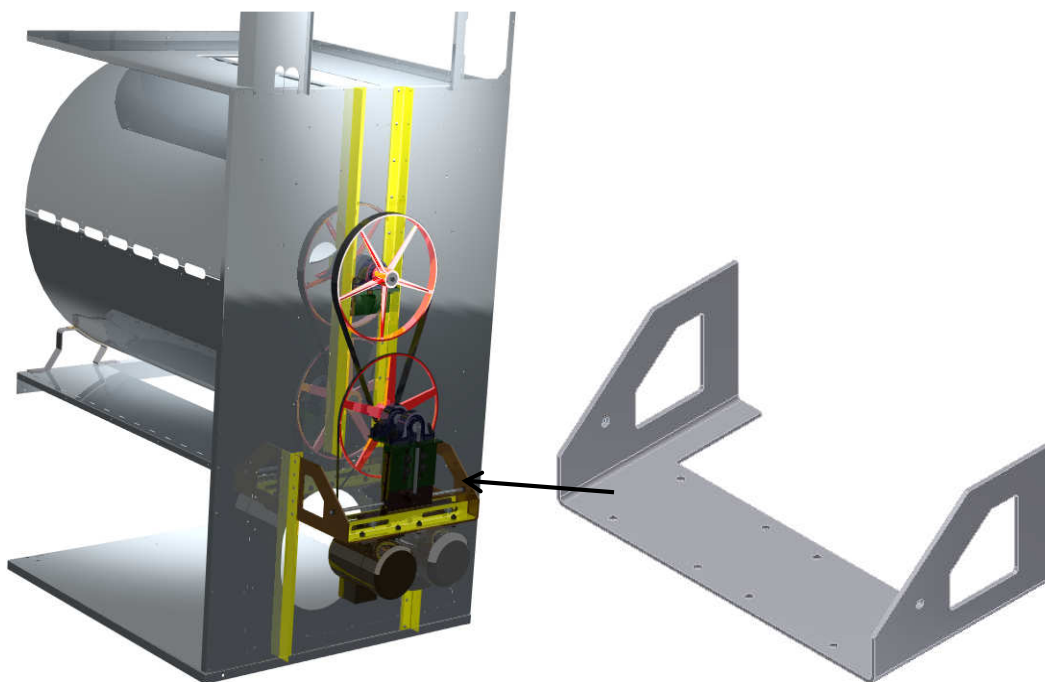
$L_{hmin} < L_{hAN}, L_{hBN}$ ložiska vyhovují.

9. Výpočty pomocí MKP

Výpočty jsou prováděny v programu Autodesk Inventor Professional 2009 (15)

9.1. Výpočet vlastních frekvencí rámu

Kontrolovaná součást je znázorněna na obrázku 9.1 a výsledky jsou uvedeny v tabulce 9.1. Frekvence vznikající vlivem otáčení hřídelí jsou uvedeny v tabulce 9.2. Celá výpočtová zpráva vytvořena programem (15) je uvedena v elektronické příloze ve složce Výpočet vlastních frekvencí.



Obr. 9.1 – Rám pohonu

Tab. 9.1 – Vlastní frekvence rámu

Frequency Results		
Name	Mode	Frequency
Frequency Mode 1 in Range	1	0,0 Hz
Frequency Mode 2 in Range	2	0,0 Hz
Frequency Mode 3 in Range	3	0,0 Hz
Frequency Mode 4 in Range	4	3,7426e-003 Hz
Frequency Mode 5 in Range	5	5,4104e-003 Hz
Frequency Mode 6 in Range	6	7,8356e-003 Hz
Frequency Mode 7 in Range	7	44,557 Hz
Frequency Mode 8 in Range	8	57,213 Hz
Frequency Mode 9 in Range	9	89,661 Hz
Frequency Mode 10 in Range	10	142,91 Hz

Tab. 9.2 – Frekvence hřídelí

Místo	Frekvence [Hz]
Motor	23,6
Napínadlo	3,9
Buben	0,7

Žádná frekvence se neshoduje s vlastní frekvencí rámu, proto rám vyhovuje na výpočet vlastních frekvencí.

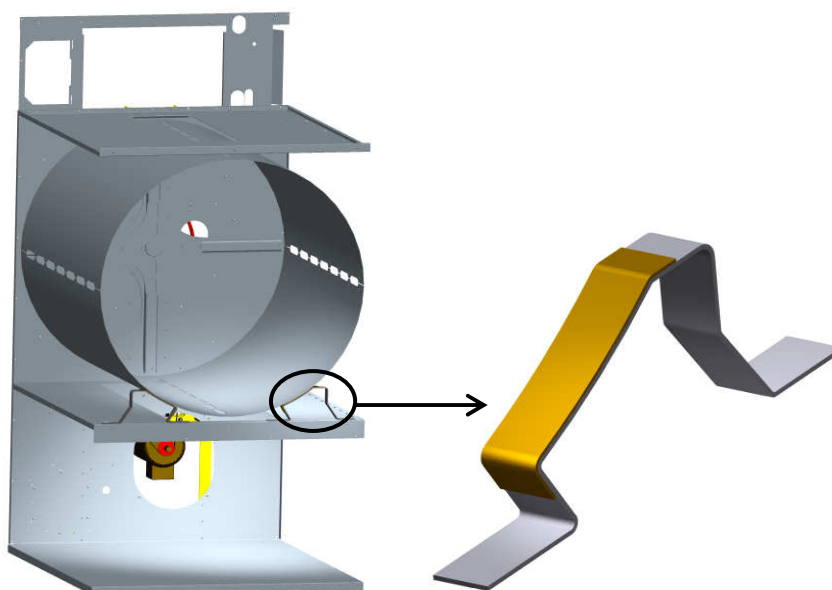
9.2. Výpočet kluzného ložiska

Buben je ve své přední části uložen na kluzných ložiscích. Ložiska (obr. 9.2) jsou vyrobená ze dvou ohýbaných plechů. Plocha, která tvoří kluznou plochu, je pokryta teflonem z důvodu lepších kluzných vlastností. Teflon je v tomto případě zvláště vhodný, neboť kluzné ložisko pracuje ve vlhkém prostředí a právě voda je optimálním mazacím prostředkem pro teflon.

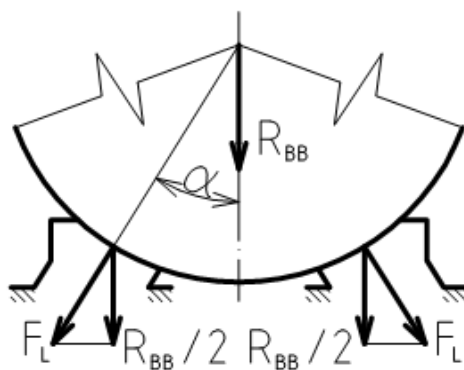
Materiál ložiska jsem zvolil 11 373. Vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tabulce 9.3. Schéma zatížení je znázorněno na obrázku 9.3.

Tab. 9.3 – Mechanické vlastnosti (8)

Mez pevnosti v tahu	$R_m = 340 \text{ MPa}$
Mez pevnosti v kluzu	$R_e = 225 \text{ MPa}$



Obr. 9.2 – Kluzné ložisko



Obr. 9.4 – Schéma zatížení

Zatížení ložiska

Úhel α jsem odměřil z výkresu sestavy, který je uveden v příloze 6.

$$F_L = \frac{R_{BB}}{2 \cdot \cos \alpha} = \frac{374}{2 \cdot \cos 31} = 218 \text{ N} \quad (9.1)$$

Maximální napětí a deformace v ložisku

Výpočet napětí a deformací jsem vypočetl pomocí MKP (15). Celá zpráva z programu (15) je uvedena v elektronické příloze ve složce Výpočet kluzného ložiska.

- Maximální napětí $\sigma_{\text{Max}} = 42 \text{ MPa}$
- Maximální deformace $\Delta_{\text{Max}} = 0,2 \text{ mm}$

Kontrola kluzného ložiska

Maximální průhyb Δ_{Max} nijak neovlivní funkci celého pohonu, proto mohu říci, že ložisko **vyhovuje** na kontrolu deformace.

$\sigma_{\text{Max}} < R_e \dots$ ložisko **vyhovuje**.

Měrný tlak na ložisko

$$p_L = \frac{F_L}{l \cdot B} = \frac{218}{117 \cdot 30} = 0,06 \text{ MPa} \quad (9.2)$$

kde: $l \dots$ délka kruhové části [mm]

$B \dots$ šířka ložiska [mm]

$p_L \ll R_e \dots$ ložisko **vyhovuje** na měrný tlak.

10. Závěr

Zpracoval jsem rešerši v oblasti pohonů bubnů sušících strojů a na základě ní jsem navrhnul několik variant konstrukčních řešení pohonu sušícího stroje. Na základě těchto variant jsem zvolil, podle mne, optimální variantu.

Převodový mechanismus pohonu jsem zvolil řemenový převod s drážkovým řemenem pro svůj tichý a klidný chod. Drážkový řemen byl použit proto, že kombinuje výhody plochého a klínového řemene. Konstrukci rámu jsem navrhnul tak, aby nedocházelo k rezonanci, čímž jsem zamezil vzniku hluku vlivem vibrací rámu.

Na základě navrženého konstrukčního řešení jsem provedl nutné výpočty, ze kterých plyne, že mé konstrukční řešení je vyhovující pro správnou funkci pohonu.

Práce je završena výkresem sestavení pohonu a dílenským výkresem hřídele bubnu, které jsou v přílohách práce.

11. Bibliografie

1. **Folta, Zdeněk.** *Měření napjatosti na nosném kříži bubnu sušiče T35 při zatížení prádlem.* Ostrava : VŠB-TUO, 2008. Číslo zprávy: D26 - 347/2008.
2. —. *Srovnání náhradního zatížení sušičky T35G s reálným zatížením prádlem.* Ostrava : VŠB-TUO, 2008. Číslo zprávy: D24 - 347/2008.
3. Produkty: ContiTech AG. *ContiTech AG.* [Online] [Citace: 19. březen 2010.] http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Multirib_de_en.pdf.
4. Nízkonapěťové motory. *jednofázové asynchronní motory nakrátko, zavřené 1LF7.* místo neznámé : Siemens. Číslo katalogu: K04-0203cz.
5. Nízkonapěťové motory. *trojfázové asynchronní motory nakrátko 1LA7.* místo neznámé : Siemens. K02-0409 CZ.
6. Prospekty a katalogy: Sapa. *Sapa.* [Online] [Citace: 3. Březen 2010.] http://www.sapagroup.com/Companies/Sapa%20Profily%20a.s/Náša%20ponuka/Standard%20profiles%20catalogue_4.edition_OUT.pdf.
7. **Vávra, Pavel.** *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické.* Praha : SNTL, 1983. ISBN: 04-218-83.
8. **Rudolf Kříž, Josef Trčka.** *Tabulky materiálů pro strojírenství I. část kovové materiály - železné kovy.* Ostrava : MONTANEX a.s., 1999. ISBN: 80-857880-92-5.
9. **Vladimír Moravec, Danile Pišťáček.** *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí.* Ostrava : VŠB-TUO, 2007. ISBN: 978-80-248-0980-9.
10. Produkty: SKF. *SKF Group - Bearings and units Lubrication solutions Mechatronics seals Condition Moni.* [Online] [Citace: 15. Duben 2010.] <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=en&imperial=false&windowName=null&perfid=221102&prodid=221102030>.
11. Katalogy: Vysokopevnostní nýťovací systémy. *Heyman-acces & fastening solutions.* [Online] [Citace: 15. březen 2010.] <http://www.heyman.cz/pdf.php?strFile=catalogues/huck-kt>.
12. Kluzná pouzdra SKF. místo neznámé : Copyright SKF, 2000. Číslo katalogu: 4741 CZ.
13. **Boháček, František a kol., a.** *Části a mechanismy strojů III - Převody, druhé vydání opravené.* Brno : VUT Brno, 1987. ISBN: 55-574-84.
14. **Kaláb, Květoslav.** *Části a mechanismy strojů pro bakaláře Části spojovací.* Ostrava : VŠB-TUO, 2007. ISBN: 978-80-248-1290-8.

12. Použité programové vybavení

14. ContiTech Suite 3.0 – program pro výpočet převodů, ContiTech Antriebssysteme GmbH
15. Autodesk Inventor Professional 2009
16. Flex Pro v 7.0.14 – program pro zpracování dat, Weisang GmbH, 2007

13. Přílohy

1. Matice spektra 1
2. Matice spektra 2
3. Matice spektra 3
4. Pohon – první stupeň převodu
5. Pohon – druhý stupeň převodu
6. Sestavný výkres: VAV241 – 00 – 000
7. Dílenský výkres: VAV241 – 00 – 003
8. Elektronické medium